

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

**Développement d'une méthodologie d'essais de fatigue vibratoire HCF pour
les métaux**

MOHAMED LARBI SENTISSI

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

Génie mécanique

Février 2020

© Mohamed Larbi Sentissi, 2020.

POLYTECHNIQUE MONTRÉAL

affiliée à l'Université de Montréal

Ce mémoire intitulé :

Développement d'une méthodologie d'essais de fatigue vibratoire HCF pour les métaux

présenté par **Mohamed Larbi SENTISSI**

en vue de l'obtention du diplôme de *Maîtrise ès sciences appliquées*

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Alain BATAILLY, président

Myriam BROCHU, membre et directrice de recherche

Annie ROSS, membre et codirectrice de recherche

Étienne PESSARD, membre et codirecteur de recherche

Franck MOREL, membre

DEDICACE

À Othman,

Ad augusta per angusta

REMERCIEMENTS

Je souhaite remercier tout d'abord Pre. Annie Ross et Pre. Myriam Brochu pour m'avoir offert la chance de travailler sur ce projet il y a deux ans et pour m'avoir guidé par la suite à travers cette nouvelle expérience. J'aimerais aussi remercier Pr. Étienne Pessard pour sa contribution essentielle à la définition des objectifs du projet ainsi que pour m'avoir largement épaulé dans les démarches expérimentales.

Je remercie beaucoup Isabelle Nowlan et Benedict Besner pour tout le temps qu'ils ont pris pour me conseiller et m'aider tout au long de ce projet. Je remercie également Nour Aimene pour son assistance directe inestimable ainsi que ses conseils sur le plan expérimental. Je remercie aussi Josée Laviolette pour son aide dans le laboratoire des matériaux.

Je voudrais remercier Louis Lefebvre qui m'a aidé à établir une base de connaissances pour lancer ce projet.

Je souhaite aussi remercier Paul Provencher qui était toujours prêt à prendre le temps de vérifier l'avancement du projet et de proposer des idées en cas de difficultés. Je voudrais remercier Guy Gironne et Vincent Mayer pour leur assistance quant à l'usinage des éprouvettes.

Je voudrais aussi remercier les amis qui ont contribué à m'offrir cette belle expérience. Je souhaite remercier Florian Karydes, avec qui j'ai partagé cette expérience inoubliable de maîtrise à Montréal, tant pour les folles aventures qu'on a partagé que pour ses sages conseils. Je remercie ma voisine de bureau Bénédicte Robitaille pour son aide et sa bonne humeur. Je voudrais remercier Cécile Escaich pour ses conseils ainsi que pour m'avoir accompagné tout au long de ces deux années, à travers la réussite et les difficultés.

Je souhaite remercier ma tante Amal Rahali qui a toujours été là pour moi, et sans qui je n'aurais sûrement pas pu venir à Montréal ni compléter ce projet de recherche. Enfin, je souhaite remercier mes parents Hind Rahali et Salaheddine Sentissi pour leur amour et les sacrifices innombrables que je ne saurais oublier.

RÉSUMÉ

Les moyens d'essais pour la caractérisation du comportement en fatigue à grand nombre de cycles (*High Cycle Fatigue*, ou HCF) des métaux sont multiples. Il existe notamment différents types de machine d'essai : servo-hydrauliques, rotatives, ultrasoniques, ou vibrophores. Les machines de flexion rotative ainsi que les montages ultrasoniques et les vibrophores sont généralement limités quant aux types de sollicitation pouvant être imposés. Les machines ultrasoniques ont l'avantage de générer des sollicitations à hautes fréquences - ce qui accélère l'exécution des essais - et de permettre d'investiguer le domaine de la fatigue à très grand nombre de cycles. Cependant, elles présentent l'inconvénient de ne pas toujours représenter les fréquences de sollicitation des pièces en service. Les machines servo-hydrauliques permettent de générer plusieurs états de contrainte différents selon le montage employé. Ceci dit, ces montages sont souvent coûteux, inefficaces énergétiquement et limités aux basses fréquences. De plus, il est souvent nécessaire de modifier le montage ou de changer de machine pour modifier l'état de contrainte.

Les méthodes vibratoires exploitant la résonance d'éprouvettes sur un pot vibrant sont prometteuses car elles sont relativement efficaces du point de vue énergétique. Elles permettent aussi de travailler sur une large plage de fréquence (jusqu'à quelques kHz au moins). De plus, il est possible d'obtenir différents types de sollicitations en conservant le même montage et en apportant des modifications mineures à la géométrie d'éprouvette.

L'objectif de ce projet de recherche est d'explorer les différents états de contrainte qui peuvent être atteints par l'usage d'un pot vibrant et de développer une méthode d'essai robuste pour calibrer les critères de fatigue multiaxiale.

Une revue des concepts de base de la fatigue HCF a permis d'identifier les mécanismes principaux liés à ce phénomène ainsi que les critères couramment utilisés afin de caractériser la tenue en fatigue uniaxiale et multiaxiale. Le critère de Dang Van permet de mettre en lumière la nécessité d'essais de fatigue multiaxiale afin de calibrer les modèles utilisés en conception.

Les méthodologies expérimentales permettant de calibrer les critères de résistance en fatigue incluent les essais ultrasoniques, les essais sur vibrophore, les machines rotatives de type R.R. Moore, les machines servo-hydrauliques ainsi que les essais sur pot vibrant. Une analyse

comparative révèle que les essais sur pot vibrant pourraient constituer un excellent moyen d'éprouver aisément des spécimens sous un large éventail d'états de contrainte multiaxiaux tout en gardant une flexibilité importante quant au domaine de fréquence atteignable pour les essais HCF. La question suivante se pose alors : quelle plage de multiaxialité peut être générée sur une tôle via l'utilisation d'un pot vibrant ?

La tenue en fatigue du matériau utilisé dans ce projet, l'aluminium 2024-T3, sert de base de comparaison pour valider la méthodologie d'essai développée. Cependant, étant donné les effets de fréquence rapportés dans la littérature, la question principale qui en découle est : quelle est la sensibilité du 2024-T3 à la fréquence de chargement ?

Enfin, les détails d'implémentation des essais par pot vibrant, tels que les méthodes de mesure du taux d'amortissement, les méthodes de calibration et de contrôle, ainsi que le critère d'arrêt de l'essai, sont considérés. Les questions liées à cette partie sont les suivantes : Quelle est la méthode de contrôle optimale pour conduire des essais de fatigue en amplitude de contrainte cyclique imposée ? Quelle grandeur mesurable choisir comme critère d'arrêt de l'essai ? Ce critère devra être capable de détecter la présence d'une fissure longue au sein de la structure.

Pour identifier expérimentalement les contraintes de conception principales liées à des essais sur pot vibrant, des essais préliminaires sont effectués avec une version modifiée de deux éprouvettes proposées dans la littérature (fréquence propre : ~ 4500 Hz). Le taux d'amortissement du montage vibratoire et l'accélération maximale pouvant être produite par le pot (100 g) sont alors déterminés en tant que facteurs limitants au vu des premières calibrations effectuées. En effet, ce sont ces deux quantités qui limitent l'amplitude de contrainte cyclique maximale pouvant être générée dans l'éprouvette durant l'essai. Par conséquent, l'amplitude de contrainte cyclique maximale atteignable est inférieure aux 200 MPa nécessaires pour des essais de fatigue HCF. D'après des analyses harmoniques par éléments finis, la diminution de la fréquence propre par l'augmentation de la taille des éprouvettes permet d'augmenter la contrainte maximale pouvant être générée dans les spécimens. Cela dit, les éprouvettes existantes dans la littérature deviennent trop grandes - et trop encombrantes - à basse fréquence (~ 100 Hz), et posent d'autres défis de conception. Par conséquent, une nouvelle géométrie d'éprouvette semble nécessaire afin de rendre les essais réalisables.

Une éprouvette cruciforme est prise comme point de départ de la conception du nouveau spécimen. Cette forme est choisie car elle est déjà utilisée dans d'autres contextes, avec des machines servo-hydrauliques par exemple, pour imposer des états de contrainte multiaxiaux en chargeant les branches de la croix. Par conséquent, cette géométrie est étudiée numériquement et semble compatible avec la basse fréquence requise (~ 100 Hz) dans le sens où la longueur de l'éprouvette reste inférieure à 30 cm à basse fréquence.

De plus, l'analyse modale par éléments finis révèle des modes vibratoires où les branches de la croix oscillent en phase, et d'autres où elles oscillent avec un déphasage d'un demi-cycle. Cela laisse penser qu'on pourrait générer des taux de biaxialité $\beta > 0$ en excitant les modes en phase, et $\beta < 0$ avec les modes en opposition de phase. Des modifications de l'éprouvette sont effectuées afin de centrer et d'ajuster la forme de la zone fortement chargée ainsi que pour ajuster le taux de biaxialité. Ce processus permet d'obtenir plusieurs états de contrainte à $\beta \leq 0$ au centre des éprouvettes. Les modes en phase n'ont pas pu être exploités pour obtenir des taux de biaxialité $\beta > 0$, mais des modifications appropriées de la géométrie cruciforme devraient permettre d'atteindre ces taux de biaxialité positifs.

Deux éprouvettes sont alors usinées et testées : un spécimen caractérisé par $\beta = -0.88$ et un second en cisaillement pur, caractérisé par $\beta = -1$. Cette démarche expérimentale a pour but de :

1. Valider le champ et l'état de contrainte prédits numériquement dans la zone de forte contrainte des éprouvettes.
2. Tester et valider les méthodes de calibration et de contrôle de l'essai.

Dans le cas de l'éprouvette de cisaillement pur, le taux de biaxialité est vérifié directement par une rosette de jauges ainsi que par une analyse des directions de propagation des fissures. Dans le cas de l'éprouvette caractérisée par $\beta = -0.88$, ce sont les directions de propagation observées qui confirment le taux de biaxialité. De plus, pour chacune des deux éprouvettes, les fissures se trouvent dans la zone de forte contrainte dont la position a été prédite numériquement.

En ce qui concerne les méthodes de calibration et de contrôle, les essais effectués révèlent que la calibration-contrôle par vitesse introduit une trop grande incertitude quant au niveau de contrainte imposé. D'un autre côté, la calibration-contrôle par accélération ne permet pas de conserver une amplitude de contrainte cyclique fixe durant tout l'essai. Par conséquent, une méthode hybride de

calibration par accélération et de contrôle par vitesse est proposée. Cela dit, la validation expérimentale de cette méthode a révélé que le contrôle par vitesse peut être instable sous certaines conditions. Plus d'essais sont nécessaires afin de déterminer les causes de cette instabilité et mettre en place une méthode de calibration-contrôle optimale.

Suite à ces démarches, plusieurs pistes d'amélioration sont considérées. Des méthodes d'optimisation de géométrie automatisées, tels que des algorithmes génétiques, sont proposées pour améliorer la géométrie des éprouvettes et atteindre des taux de biaxialité $\beta > 0$. Une piste pour atteindre des rapports de contrainte $R \neq -1$ par ajout de masselottes aux éprouvettes est également discutée. Les limites de la méthodologie de contrôle sont aussi abordées.

Pour conclure, le travail effectué permet de répondre aux questions énoncées précédemment de la manière suivante. Concernant les états de contrainte atteignables, il est possible d'atteindre une large plage de taux de biaxialité, soit $\beta = -1 / -0,9 / -0,8 / -0,7 / -0,6 / 0$, en changeant de mode vibratoire et en modifiant légèrement la géométrie cruciforme proposée. Les états de contrainte étudiés s'ajoutent au taux de biaxialité positif 0,59 de l'éprouvette de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). Deux éprouvettes ont permis de valider expérimentalement la conception d'éprouvette cruciforme. Pour ce qui est du contrôle et de l'arrêt de l'essai, une méthode hybride de calibration en accélération et de contrôle en vitesse semble optimale. Enfin, concernant les effets de fréquence sur la tenue en fatigue du 2024-T3, les essais menés à 100 Hz dans ces travaux donnent des résultats similaires à ceux issus d'essais ultrasoniques à 20 kHz rapportés dans la littérature. Ceci dit, il faut mener plus d'essais pour valider cette conclusion, et pour explorer la possibilité d'essais à plus hautes fréquences (~1-5 kHz) sur le pot vibrant.

Ce travail montre donc que la méthode d'essais vibratoires par pot vibrant et tôle constitue bien une solution particulièrement complète au problème d'essais de fatigue multiaxiale à $R = -1$.

ABSTRACT

A variety of High Cycle Fatigue testing methods based on different machines exist : servo-hydraulic machines, rotating beam machines, ultrasonic machines or vibrophores. Vibrophores, rotating beam and ultrasonic machines are generally limited as to the achievable stress states. Ultrasonic machines have the advantage of generating high frequency cyclic loading – which reduces testing time – and allow for the investigation of Very High Cycle Fatigue. However, their high testing frequency is also a drawback insofar as it may not be representative of loading frequencies of actual parts in service. Servo-hydraulic machines can achieve a variety of different stress states depending of the particular machine and setup. That being said, these machines are often expensive, energetically inefficient and limited to low frequencies. In addition, it is often necessary to modify the setup or use a different machine to change the targeted stress state.

Vibration based methods that exploit specimen resonance on an electrodynamic shaker are promising in part because they are relatively efficient from an energetic point of view. Furthermore, they allow for a wide range of testing frequencies (up to a few kHz at least) and can achieve a variety of stress states using the same setup and altering only the specimen geometry.

The main objective of the research project is to explore the different stress states that can be achieved using an electrodynamic shaker and to develop a robust testing methodology to calibrate multiaxial fatigue criteria.

A review of basic HCF fatigue concepts lead to the identification of the main mechanisms underlying this phenomenon as well as the usual criteria employed in order to characterize uniaxial and multiaxial fatigue. The Dang Van criterion in particular is used to illustrate the need for multiaxial fatigue testing in order to calibrate models that are used downstream in part design.

Testing methodologies that allow for this kind of calibration include those based on R.R. Moore, servo-hydraulic, ultrasonic machines as well as vibrophores or shakers. A comparative analysis reveals that shaker based methods could constitute an excellent way to easily test specimens under a wide range of stress states as well as loading frequencies for HCF tests. The following question then arises : what range of multiaxial stress states can be generated on a plate using a shaker ?

The fatigue resistance of the material used in this project, 2024-T3 aluminum, is used as a reference for comparison to validate the developed testing methodology. However, given the frequency effects reported in the literature, the main question is the following : How sensitive is 2024-T3 fatigue resistance to loading frequency ?

Lastly, the implementation details of shaker based testing, such as damping measurement methods, calibration and control methods, as well as test stopping criteria are considered. The following questions are then formulated : what is the optimal control methodology to execute stress-controlled fatigue tests ? What measurable quantity should be chosen as the test stopping criterion ? This criterion should be able to detect the presence of a long crack in the test specimen.

In order to experimentally identify the main design constraints related to shaker based testing, preliminary tests are conducted using a modified version of two specimens found in the literature (resonance frequency : ~ 4500 Hz). The damping rate of the vibration test assembly and the maximum acceleration that can be provided by the shaker (100 g) are then determined to be the limiting factors given the first calibrations. Indeed, it appears that these are the quantities that limit the maximum achievable cyclical stress amplitude in the test specimen. Because of this, the maximum achievable cyclical stress amplitude is less than the minimum required for HCF testing (200 MPa). Finite element harmonic analysis reveals that lowering the natural frequencies of the test specimens by increasing their size results in an increase of the maximum stress that can be generated. However, existing specimens become too large at lower frequencies (~ 100 Hz), which makes their use challenging. Because of this, a new specimen geometry seems necessary in order to make the tests feasible.

A cruciform specimen geometry is used as a basis for the design of a new specimen. This shape is chosen because it's already used in other contexts, with servo-hydraulic machines for example, to generate multiaxial stress states by loading the branches of the cross. Consequently, this geometry is studied numerically and seems compatible with the required low frequency (~ 100 Hz) since its length stays smaller than 30 cm at this frequency.

Furthermore, finite element modal analysis reveals vibration modes where the branches of the cross oscillate with no phase shift, and others where they oscillate with a phase shift of half a cycle. This leads to the hypothesis that positive biaxiality ratios $\beta > 0$ can be achieved through the in-phase modes and negative $\beta < 0$ through the phase opposition modes. The specimen geometry is then

modified in order to center and adjust the shape of the high stress zone as well as to adjust the biaxiality ratio. This process yields specimens with several biaxiality ratios $\beta \leq 0$. The in-phase modes didn't yield biaxiality ratios $\beta > 0$ but adequate alterations of the cruciform geometry should solve this issue.

Two specimens are manufactured and tested: the first one associated with $\beta = -0.88$ and a second of pure shear, characterized by $\beta = -1$. This experimental protocol has two goals:

1. Validate the numerically predicted stress states in the high stress zones of the specimens.
2. Test and validate the calibration and control methods.

In the case of the pure shearing specimen, the biaxiality ratio is verified directly through gauge rosette measurements as well as by analysis of the crack propagation directions. In the case of the $\beta = -0.88$ specimen, the crack propagation directions are used. In addition, for each specimen, the cracks are located in the numerically predicted high stress zone.

Regarding the calibration and control methods, the tests reveal that calibration-control by speed introduces too large an error regarding the applied stress level. On the other hand, calibration-control by acceleration is not capable of maintaining a constant stress level throughout the test. Consequently, a hybrid method based on acceleration calibration and speed control is proposed. However, experimental investigation of this method reveals that speed control can be unstable under certain conditions. More tests are required in order to determine the causes of this instability and to determine the optimal calibration-control method.

Following these numerical and experimental investigations, several improvements are suggested. Automatic geometry optimization methods, such as genetic algorithms, are proposed to enhance the specimen geometries and to reach positive biaxiality ratios $\beta > 0$. A path towards stress ratios $R \neq -1$ through adding weights to the test specimens is discussed. The limits of the control methodology are also reviewed.

In conclusion, this work allows us to answer the questions that were formulated before in the following way. Regarding the achievable stress states, it is possible to reach a wide range of biaxiality ratios, $\beta = -1 / -0.9 / -0.8 / -0.7 / -0.6 / 0$, by changing the targeted vibration mode and by slightly modifying the cruciform geometry. These stress states are complementary to the positive biaxiality ratio stress state that is achieved by George *et al.*'s biaxial geometry (George,

Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). Two test specimens were used to experimentally validate the proposed cruciform geometry. Regarding test control and stopping, a hybrid method consisting of acceleration calibration and speed control seems optimal. Lastly, regarding frequency effects on the fatigue resistance of 2024-T3, the tests conducted at 100 Hz in this work yield similar results to those obtained by ultrasonic tests at 20 kHz in the literature. However, more tests are necessary in order to confirm this conclusion and to explore the possibility of higher frequency tests (~1-5 kHz) on a shaker.

To summarize, this work shows that vibration based testing using a shaker and plate specimens constitutes a particularly complete solution to fatigue testing at $R = -1$.

TABLE DES MATIÈRES

DEDICACE.....	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT	IX
TABLE DES MATIÈRES	XIII
LISTE DES TABLEAUX.....	XVII
LISTE DES FIGURES	XVIII
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XXIV
LISTE DES ANNEXES	XXVI
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Contexte	1
Objectif.....	2
Plan du mémoire.....	3
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE	4
2.1 Résistance en fatigue.....	4
2.1.1 Généralités.....	4
2.1.2 Critères de fatigue uniaxiaux.....	7
2.1.3 Critères multiaxiaux	8
2.2 Moyens expérimentaux pour caractériser le comportement en fatigue.....	9
2.2.1 Uniaxial	9
2.2.2 Multiaxial	11
2.2.3 Discussion	15
2.3 Comportement en fatigue du 2024-T3	17

2.3.1	Traction-compression.....	17
2.3.2	Torsion	18
2.3.3	Effets de fréquence en fatigue des métaux.....	19
2.4	Essais de fatigue sur pot vibrant.....	22
2.4.1	Notions de base de vibration	22
2.4.2	Machines et instruments.....	25
2.4.3	Méthodes d'essai	26
2.5	Objectifs spécifiques	33
CHAPITRE 3	APPROCHE SCIENTIFIQUE.....	34
CHAPITRE 4	ESSAIS DE FAISABILITÉ.....	35
4.1	Méthodologie spécifique	35
4.1.1	Moyens expérimentaux	35
4.1.2	Analyse numérique.....	36
4.1.3	Éprouvettes.....	39
4.1.4	Instrumentation et protocole.....	40
4.1.5	Amplitudes de contrainte cyclique équivalente visées.....	41
4.2	Essais et résultats.....	42
4.2.1	Éprouvette uniaxiale.....	42
4.2.2	Éprouvette biaxiale.....	44
4.3	Conclusions	46
CHAPITRE 5	NOUVELLE GÉOMÉTRIE	48
5.1	Méthode de conception	49
5.1.1	Critères de conception.....	49
5.1.2	Protocole de conception	51

5.2	Comportement vibratoire d'une éprouvette cruciforme.....	52
5.3	Éprouvette de cisaillement sollicitée en mode 3	54
5.3.1	Éprouvette de cisaillement, $\beta = -1$	54
5.3.2	Autres géométries d'éprouvette sollicitées en mode 3	57
5.3.3	Éprouvette biaxiale sollicitée en mode 1 et 5, $\beta = 0$	59
5.3.4	Simplification de l'éprouvette uniaxiale	64
5.4	États de contrainte atteints.....	65
CHAPITRE 6 VALIDATION EXPÉRIMENTALE.....		67
6.1	Spécimen de biaxialité -0.88	67
6.1.1	Fréquence propre et étalonnage des déformations	67
6.1.2	Essai de fatigue.....	69
6.1.3	Observation des mécanismes d'endommagement.....	73
6.2	Spécimen de cisaillement pur.....	82
6.2.1	Fréquence propre et étalonnage des déformations	82
6.2.2	Essai de fatigue.....	85
6.2.3	Endommagement.....	88
6.2.4	Bilan	91
CHAPITRE 7 DISCUSSION		92
7.1	Synthèse et limites.....	92
7.1.1	Fréquence et amortissement	92
7.1.2	Taux de multiaxialité.....	92
7.1.3	Méthodologie de contrôle.....	93
7.2	Pistes d'amélioration	95
7.2.1	Chargement avec contrainte moyenne ($R \neq -1$) par ajout de masse.....	96

7.2.2 Optimisation automatisée de géométrie	96
CONCLUSION	97
RÉFÉRENCES.....	101
ANNEXES	107

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1 Caractéristiques de l'alliage d'aluminium 2024-T3.....	37
Tableau 3.2 Fréquences propres des deux éprouvettes. Les modes de vibration visés sont surlignés en vert.	40
Tableau 4.1 Liste des fréquences propres de l'éprouvette. Mode de vibration visé en vert.	54
Tableau 4.2 Coefficient α pour chaque conception par rapport de biaxialité. La mention (CC) signifie qu'un concentrateur de contrainte a dû être ajouté.	58
Tableau 4.3 Fréquences propres de l'éprouvette de flexion uniaxiale. Mode visé en vert.	64
Tableau 5.1 Évolution de la fréquence propre de l'éprouvette dans le temps	71
Tableau 5.2 Évolution de la fréquence propre au cours de la seconde phase de l'essai.	72
Tableau 5.3 Validation de l'étalonnage par accélération après le polissage de l'éprouvette.	84
Tableau A.1 Erreur relative issue du positionnement du vibromètre laser	107
Tableau A.2 Erreur relative de positionnement des jauges	108
Tableau A.3 Erreur de positionnement du vibromètre laser	110

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Illustration des bandes persistantes de glissement (PSB) (a) ainsi que des profils d'intrusion/extrusion alternés (b). Inspiré de (Pook, 2007). La contrainte est appliquée horizontalement.	5
Figure 1.2 Illustration des 3 modes de propagation d'une fissure. Extrait de (Janssen, Zuidema, & Wanhill, 2004).....	6
Figure 1.3 Exemple de courbe S-N. Inspiré de (Dressel).....	6
Figure 1.4 Diagramme de Goodman-Haigh. Extrait de Wikipedia.....	7
Figure 1.5 Illustration du critère de Dang Van. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).	8
Figure 1.6 Champ de la contrainte équivalente de Von Mises normalisée pour chacune des géométries (amplitude maximale sur 1 cycle). Bleu : Faible / Rouge : Élevée. Extrait de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).....	12
Figure 1.7 Trois premiers modes propres du système proposé. Les couleurs indiquent l'amplitude de déplacement. Extrait de (Rognon, 2013).....	13
Figure 1.8 Illustration du système de flexion/torsion par masselottes. Inspiré de (Nguyen, 2011).	14
Figure 1.9 Mode de flexion (a) et de torsion (b). Les couleurs indiquent l'amplitude de déplacement. Inspiré de (Zanellati, 2018).....	15
Figure 1.10 Gammes de fréquence usuelles pour différentes machines d'essais.....	16
Figure 1.11 Courbe S-N uniaxiale du 2024-T3 pour différents rapports de contrainte. Inspiré de (Rice, Jackson, Bakuckas, & Thompson, 2003).	17
Figure 1.12 Comparaison des tenues en fatigue pour la torsion et la traction-compression. Les cercles pleins représentent l'apparition d'une fissure de 300 μm en torsion, les cercles vides la tenue en fatigue en traction-compression. Inspiré de (Mayer, 2006).	19

Figure 1.13 Comparaison des tenues en fatigue en torsion pour deux critères : les cercles pleins et vides représentent l'apparition d'une fissure de 300 μm et 1 mm respectivement. Inspiré de (Mayer, 2006).	19
Figure 1.14 Effet de l'environnement sur la résistance en fatigue selon l'alliage. Inspiré de (Engler-Pinto Jr., 2007).	20
Figure 1.15 a) Système masse-ressort. Extrait de Wikipédia. b) FRF du système.	22
Figure 1.16 Illustration de la méthode de mesure de taux d'amortissement.	24
Figure 1.17 a) Système masse-ressort-amortisseur. Extrait de Wikipédia. b) FRF du système.	24
Figure 1.18 Schéma du montage : Pot Vibrant (Vert), Plaque/Éprouvette (Gris), Jauge de déformation (Orange), Vibromètre Laser (Bleu), Accéléromètre (Violet).	25
Figure 1.19 Étalonnage par vitesse.	27
Figure 1.20 Exemple de courbe de calibration vitesse-déformation. Issue de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).	27
Figure 1.21 Étalonnage par accélération.	28
Figure 1.22 Courbe de calibration par accélération. Issue de (Milošević & Renhart, 2017).	28
Figure 1.23 Illustration de pic de résonance non-linéaire. Inspiré de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).	29
Figure 1.24 Contrôle par vitesse.	30
Figure 1.25 Contrôle en accélération.	30
Figure 1.26 Chute de vitesse mesurée en fin d'essai liée au déplacement du pic de résonance. En contrôle par accélération, la vitesse diminue simplement. En contrôle par vitesse, le contrôleur répond à cette chute de vitesse en augmentant l'amplitude d'accélération du pot vibrant.	31
Figure 3.1 Montage expérimental	36
Figure 3.2 a) Mise en données avec le bord encastré b) Déformée avec la contrainte équivalente de Von Mises normalisée (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George <i>et al.</i> (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).	37

Figure 3.3 Exemple de résultat d'analyse harmonique pour $a = 100\text{ g}$ et un taux d'amortissement de 0,02 % : champ de contrainte équivalente de Von Mises (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George <i>et al.</i> (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).....	38
Figure 3.4 Géométries des spécimens a) uniaxial et b) biaxiale testés à $f = 4500\text{ Hz}$, le point rouge précise le point de mesure de vitesse , le rectangle orange la position de la jauge de déformation.	41
Figure 3.5 Courbes d'étalonnage du spécimen uniaxial HF.	42
Figure 3.6 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique : les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.	43
Figure 3.7 Exemple de résultat d'analyse harmonique pour $a = 30\text{ g}$ et un taux d'amortissement de 0,10 % : champ de déformation normale (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George <i>et al.</i> (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).....	44
Figure 3.8 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique : les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.	45
Figure 3.9 Contrainte équivalente de Von Mises sur la surface du spécimen biaxial HF (amplitude maximale sur 1 cycle).	46
Figure 4.1 Diagramme de Dang Van et position du point extrême de différents types de chargement purement alternés. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).	48
Figure 4.2 Protocole de conception itératif.	51
Figure 4.3 Géométrie cruciforme de départ.	52
Figure 4.4 Déformées des modes a) 1 et b) 2. Les couleurs représentent l'amplitude de contrainte relative de Von Mises (maximum sur 1 cycle). Le bord encasté est marqué par le repère. .	53
Figure 4.5 Déformées des modes a) 3 et b) 4. Les couleurs représentent l'amplitude de contrainte relative de Von Mises (maximum sur 1 cycle). Le bord encasté est marqué par le repère. .	53
Figure 4.6 Spécimen de flexion biaxiale -1.....	54

Figure 4.7 Déformée correspondant au mode 3 et contrainte de Von Mises relative (maximum sur 1 cycle). Le bord encastré est marqué par le repère.	55
Figure 4.8 Directions de mesure de la longueur de la zone de fatigue : (a) A et (b) B.	56
Figure 4.9 Gradient de la contrainte de Von Mises normalisée le long des segments A à gauche et B à droite. (La zone où la contrainte est supérieure à 95 % de la contrainte maximale est indiquée en rose).	56
Figure 4.10 a) Zone où $\sigma_{VM} > 0,95 * \sigma_{VM_max}$ en jaune. b) Zone où le taux de biaxialité $\beta < -0,9$ en jaune. c) Intersection de (a) et (b) montrant que (b) comprend entièrement (a).	57
Figure 4.11 Spécimens de flexion biaxiale -0,6 (gauche) et -0,7 (droite). Le bord encastré est marqué par le repère.	58
Figure 4.12 Spécimens de flexion biaxiale -0,8 (gauche) et -0,9 (droite). Le bord encastré est marqué par le repère.	59
Figure 4.13 Déformée et champ de contrainte équivalente (maximum sur 1 cycle) pour le mode 1 de l'éprouvette cruciforme de cisaillement pur. Le bord encastré est marqué par le repère.	60
Figure 4.14 Déformée et champ de contrainte équivalente (maximum sur 1 cycle) pour le mode 5 de l'éprouvette cruciforme de cisaillement pur. Le bord encastré est marqué par le repère.	60
Figure 4.15 Illustration de la géométrie après ajout des rayons de raccordement.	61
Figure 4.16 Champ de contrainte équivalente de Von Mises normalisée (maximum sur 1 cycle) dans de la zone utile après ajout des congés de raccordement.	61
Figure 4.17 Dimensions de l'éprouvette de flexion uniaxiale. Le bord encastré est marqué par le repère.	62
Figure 4.18 Gradient de la contrainte de Von Mises normalisée le long des segments A à gauche et B à droite. (La zone où la contrainte est supérieure à 95 % de la contrainte maximale est indiquée en rose).	63
Figure 4.19 Champ de contrainte de Von Mises issu de l'analyse harmonique (maximum sur 1 cycle).	65
Figure 4.20 Longueur d'éprouvette et encastrement.	65

- Figure 4.21 Diagramme de Dang Van avec les taux de biaxialité atteints (points jaunes et rouges) par les éprouvettes développées. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).....66
- Figure 5.1 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de 0,5 g : les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.68
- Figure 5.2 Courbe d'étalonnage par vitesse et schéma du montage.69
- Figure 5.3 a) Courbe d'étalonnage par vitesse. b) Courbe d'étalonnage par accélération.69
- Figure 5.4 Évolution de la vitesse en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de ~0,7 g effectuée au début et à la fin de la phase 2.72
- Figure 5.5 Photographies macroscopiques de la fissure73
- Figure 5.6 Illustration des plans de contrainte de cisaillement maximale. Le bord encasté est marqué par le repère. Les couleurs représentent la contrainte équivalente de Von Mises normalisée par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle). Le plan correspondant à la propagation de la fissure longue est marqué par des points jaunes à ses extrémités.74
- Figure 5.7 Taille de la zone de fatigue en terme de contrainte équivalente de Von Mises normalisée (maximum sur 1 cycle).....75
- Figure 5.8 Reconstitution de la fissure par photographie au MEB. Le cercle jauge indique une fissure normale à la fissure principale.....76
- Figure 5.9 Fissures secondaires. Toutes les fissures sont orientées selon le même plan de cisaillement maximal que la fissure principale. Les coordonnées en mm des fissures sont (en prenant pour origine l'intersection entre la fissure principale et le bord) : a) (3,189 ; 0,624) ; b) (3,095 ; 1,410) ; c) (2,495 ; -1,212) ; d) (1,921 ; -2,181).....77
- Figure 5.10 Distribution spatiale des sites d'amorce secondaires. Amorces secondaires (cercles noirs). Trace du plan de propagation de la fissure principale (ligne bleue). Segment le long duquel se trouvent les sites d'amorces secondaires (ligne traitillée verte). Les couleurs sur la surface représentent le champ de contrainte de Von Mises normalisé par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle).78

Figure 5.11 Faciès de rupture 1 : le cercle rouge marque le site d’amorçage correspondant au centre du front de propagation semi-elliptique.	79
Figure 5.12 Faciès de rupture 1 au MEB. Grossissement : 15x. Front de propagation semi-elliptique en rouge. Limite entre la zone de propagation et la zone de rupture brutale en vert.	80
Figure 5.13 Faciès de rupture 1 au MEB. Grossissement 25x. Front de propagation semi-elliptique en rouge. Marches d’amorçages pointées par les flèches noires.	81
Figure 5.14 Courbes de calibration du spécimen de cisaillement, ε_{xx} et ε_{yy} . (a) et (b) en accélération. (c) et (d) en vitesse.	83
Figure 5.15 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de : a) 2 g avec jauges, b) 2 g sans jauges, c) 4 g avec jauges, d) 4 g sans jauges. Les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l’amortissement.	84
Figure 5.16 Évolution de la vitesse (a) et de la contrainte de cisaillement (b) au cours du temps lors du palier 1 de l’essai.	86
Figure 5.17 Évolution de la vitesse (a) et de la contrainte de cisaillement (b) au cours du temps lors du palier 2 de l’essai.	87
Figure 5.18 Identification de la fin de l’essai par l’intersection des asymptotes.	87
Figure 5.19 Photo à faible grossissement montrant la zone de fatigue et l’orientation.	89
Figure 5.20 Détail de la ‘grille’ de fissures orthogonales. L’orientation est conservée.	89
Figure 5.21 Illustration des plans de contrainte de cisaillement/normale maximale. Le bord encastré est marqué par le repère et le symbole d’encastrement. Les couleurs représentent la contrainte équivalente de Von Mises normalisée par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle).	90
Figure 6.1 État de surface après 10 millions de cycles.	95

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

a Accélération (g)

a Longueur (mm)

b Longueur (mm)

BF Basse fréquence

$\frac{da}{dN}$ Vitesse de propagation de fissure ($mm/cycle$)

E_m Énergie mécanique (J)

E_c Énergie cinétique (J)

E_p Énergie potentielle (J)

f Fréquence (Hz)

F Force (N)

FRF Fonction de réponse en fréquence

h Semi-épaisseur (mm)

HCF *High cycle fatigue*

HF Haute fréquence

I Moment quadratique (mm^4)

k Raideur (N/mm)

K_t Facteur de concentration de contrainte

L Longueur (mm)

m Masse (kg)

MEB Microscope électronique à balayage

N Nombre de cycles

N_f Nombre de cycles à la rupture

p Pression (Pa)

R Rapport de contrainte

v Vitesse (mm/s)

VHCF *Very high cycle fatigue*

\propto Rapport de la contrainte maximale (de Von Mises) sur la contrainte maximale (de Von Mises) au niveau de l'encastrement.

β Taux de biaxialité

ΔK Variation du facteur d'intensité de contrainte ($MPa\sqrt{m}$)

ε Déformation ($\frac{\mu m}{m}$)

ζ Taux d'amortissement (%)

σ_{VM} Contrainte de Von Mises (MPa)

σ_{VM_max} Contrainte maximale de Von Mises (MPa)

σ_{VM_m} Contrainte maximale de Von Mises aux mors (MPa)

σ_{xy} ou S_{xy} Contrainte sur la surface normale à l'axe x projetée sur l'axe y (MPa)

ω Pulsation (rad/s)

LISTE DES ANNEXES

Annexe A Erreurs de calibration.....	107
Annexe B Taux d'amortissement et surface encastrée.....	112

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

Ce chapitre présente le contexte motivant le travail effectué dans ce projet, l'objectif général, ainsi que le plan du mémoire.

1.1 Contexte

La prédiction de la tenue en fatigue des métaux est un enjeu central de conception puisque ces matériaux sont souvent employés dans la fabrication de pièces subissant un chargement cyclique durant leur vie en service. Cela est vrai pour des pièces utilisées dans le cadre d'applications en aérospatiale ou en production et transport d'énergie par exemple, telles que des composants de turbines subissant des vibrations provoquées par leur environnement lors de leur fonctionnement normal. D'autres exemples courants incluent des arbres de transmission, des fuselages, des ailes, des pales de rotor, etc. Il est donc essentiel de s'outiller pour prédire précisément la tenue en fatigue d'une pièce sous le type de sollicitation anticipé.

Il existe une longue histoire de défaillances causées par un dimensionnement inadéquat en fatigue qui ont entraîné des bris catastrophiques. En 1954, deux avions de ligne 'de Havilland Comet' se sont écrasés en seulement quelques mois. L'enquête qui a suivi a révélé une conception inadéquate d'un composant de la cabine pressurisée. Plus spécifiquement, c'est le cycle répété de pressurisation et dépressurisation qui a mené à une défaillance par fatigue.

Plus récemment, un autre accident d'ampleur importante causé par une conception inadéquate en fatigue est celui du déraillement du Train Grande Vitesse (TGV) allemand près de Eschede en 1998. Dans ce cas, c'est une jante de roue métallique subissant une déformation (en ellipse) à chaque cycle qui a suffisamment endommagé le composant pour le désolidariser et causer le déraillement qui a fait 101 victimes. Cette catastrophe est intimement liée à la prédiction de la tenue en fatigue et aux critères employés puisque des experts recommandaient de ne pas utiliser les jantes lorsqu'elles ont atteint un diamètre de 88 mm dû à l'usure, alors que Deutsche Bahn supposait que 85,4 mm était une limite acceptable (Castellano & Wander, 2007).

Il est donc important de pouvoir caractériser la tenue des matériaux sous des types de sollicitation variés représentatifs des chargements en service étant donné la large applicabilité d'une juste prédiction de la tenue en fatigue.

La résistance en fatigue dépend du type de sollicitation imposé. George *et al.* montrent par exemple que des éprouvettes en Ti-6Al-4V subissant un état de contrainte purement alterné avec un rapport de biaxialité 0,59 sont moins résistantes en fatigue que des spécimens sujets à la flexion uniaxiale (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). Il est donc essentiel d'attribuer à chaque état de contrainte cyclique envisageable une résistance en fatigue qui lui est propre.

Les résistances en fatigue qui caractérisent différents états de contrainte peuvent être synthétisées à l'aide de critères de fatigue multiaxiaux. Ces derniers sont multiples mais ils se présentent communément sous la forme suivante : un modèle prédit, pour un tenseur de contrainte et un nombre de cycles donnés, si une défaillance est probable. Ceci dit, ce modèle comprend généralement des paramètres devant être fixés à l'aide d'essais de fatigue réalisés sous différents états de contraintes. Autrement dit, le critère nécessite une calibration expérimentale. Idéalement, les essais de fatigue multiaxiale de calibration balaient une large plage d'états de contraintes afin d'augmenter la précision de la calibration. Plus spécifiquement, il est nécessaire d'atteindre au moins le cisaillement pur ainsi que la traction-compression pour la calibration d'un critère. Pour la comparaison de plusieurs critères, il est utile d'atteindre un état de contrainte à plus haute contrainte hydrostatique tel que l'état de contrainte équilibriaux.

1.2 Objectif

Par conséquent, il est nécessaire de développer des méthodologies expérimentales permettant de mener aisément des essais de fatigue sous différents types de sollicitation multiaxiale. Ceci dans le but de calibrer rapidement et précisément ce genre de critère.

Les essais peuvent être effectués en sollicitant de manière quasi-statique ou vibratoire l'éprouvette. Les sollicitations vibratoires ont l'avantage de permettre la génération de divers champs de déformations à haute fréquence, ce qui raccourcit les durées des essais de fatigue et donne accès à une grande variété d'états de contrainte. De plus, de nombreux composants de moteurs d'avion sont sollicités en vibration durant leur usage : une méthode d'essai vibratoire permet donc de s'approcher des conditions réelles de sollicitation.

L'objectif de ce projet de recherche est d'explorer les différents états de contrainte qui peuvent être générés par fatigue vibratoire et de développer une méthode d'essai robuste pour calibrer les critères de fatigue multiaxiaux à l'aide de ce moyen.

1.3 Plan du mémoire

Dans ce mémoire, une revue de littérature est d'abord présentée. Cette dernière débute par une revue de base de l'endommagement par fatigue et des critères uniaxiaux et multiaxiaux existants. Ensuite, les stratégies expérimentales pour calibrer les critères sont exposées. Le comportement en fatigue du 2024-T3 est également présenté car ce matériau sera utilisé dans la partie expérimentale du projet. Enfin, les publications présentant le développement et l'utilisation des essais de fatigue sur pot vibrant sont analysées.

Étant donné que le projet porte sur le développement d'une méthodologie vibratoire d'essais de fatigue, les détails des méthodes existantes sont exposés dans la partie 'Essais de fatigue sur pot vibrant' de la revue de littérature.

Le chapitre *Approche scientifique* présente la démarche générale employée afin de répondre aux objectifs spécifiques.

Le chapitre *Essais de faisabilité* met en lumière les difficultés techniques associées à l'amortissement et à la puissance maximale du pot. Ensuite, de nouvelles géométries d'éprouvette sont proposées afin de mitiger ces effets. Le chapitre *Nouvelle géométrie* détaille le processus de conception d'éprouvettes cruciformes qui répondent à ce besoin.

Le chapitre de *Validation expérimentale* présente les résultats liés aux éprouvettes qui ont été sollicitées jusqu'à la rupture. Ces résultats permettent de confirmer les conclusions des analyses numériques et de mettre en lumière les avantages et les inconvénients de différents choix de méthodologie expérimentale.

Enfin, la partie *Discussion* fait un bilan des résultats dans le contexte des méthodologies existantes avant de discuter des limitations de la technique développée et d'offrir des pistes prometteuses d'amélioration.

CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de littérature concernant l'endommagement par fatigue des métaux, les stratégies expérimentales pour calibrer les critères de résistance en fatigue, le comportement en fatigue de l'alliage d'aluminium 2024-T3 ainsi que les principes de fonctionnement des essais de fatigue sur pot vibrant. Un sommaire menant à l'identification des objectifs spécifiques de la recherche clôt le chapitre.

2.1 Résistance en fatigue

Dans cette partie, une introduction au domaine de la fatigue est d'abord présentée. Des prérequis portant sur les critères uniaxiaux et multiaxiaux utiles à la compréhension du mémoire sont également rappelés.

2.1.1 Généralités

La fatigue des matériaux est un phénomène qui a lieu lorsqu'un état de contrainte variable d'intensité faible mais répétée provoque un endommagement sous la forme d'amorces de fissures suivies de leur propagation.

La prédiction de la tenue en fatigue est essentielle en conception puisque de nombreuses pièces sont sujettes à des sollicitations cycliques tout au long de leur durée de vie. En Fatigue à Grand Nombre de Cycle (FGNC ou HCF pour *High Cycle Fatigue*), la phase d'amorçage constitue habituellement la plus grande partie de la durée de vie en fatigue. Pour de nombreux métaux ductiles et homogènes, l'amorce des fissures se produit par la formation de bandes de glissement persistantes associées au cisaillement intra-granulaire. En effet, le mécanisme de micro-plasticité intra-granulaire peut être activé par des contraintes nominales cycliques relativement petites devant la limite d'élasticité du matériau (Cottrell, 1964). Étant donné que plusieurs plans de cisaillement parallèles sont sollicités par le chargement cyclique, et que les bandes formées ne se déplacent pas de manière uniforme, des intrusions et des extrusions locales qui apparaissent souvent par paires sont créées tel que montré à la figure 2.1 (Forsythe, 1953) (Pook, 2007). Ces irrégularités géométriques produisent des concentrations de contrainte locales importantes qui vont permettre l'amorçage et la propagation de fissures.

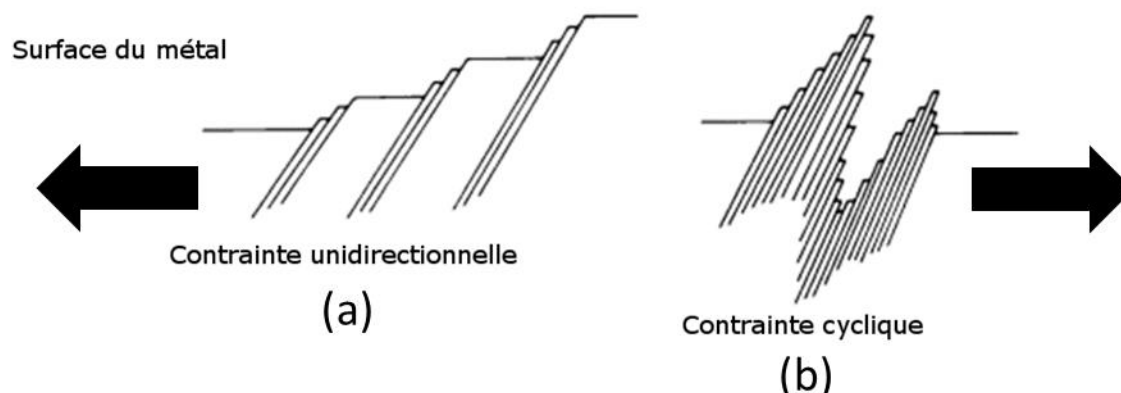


Figure 2.1 Illustration des bandes persistantes de glissement (PSB) (a) ainsi que des profils d'intrusion/extrusion alternés (b). Inspiré de (Pook, 2007). La contrainte est appliquée horizontalement.

Cette explication permet également de comprendre le rôle des discontinuités déjà présentes dans la majorité des matériaux en terme de réduction de la tenue en fatigue. En effet, ces dernières jouent un rôle semblable aux intrusions/extrusions en concentrant les contraintes et en créant (dans certains cas) des incompatibilités de déformation.

Pour ce qui est de la propagation des fissures, elle peut se faire en trois modes distingués par la direction des contraintes par rapport à la direction de propagation telles qu'illustrées à la figure 2.2. En mode I, les contraintes normales contrôlent la propagation. En mode II, ce sont les contraintes de cisaillement qui pilotent la propagation. Le mode III caractérise la propagation activée par du cisaillement hors-plan.

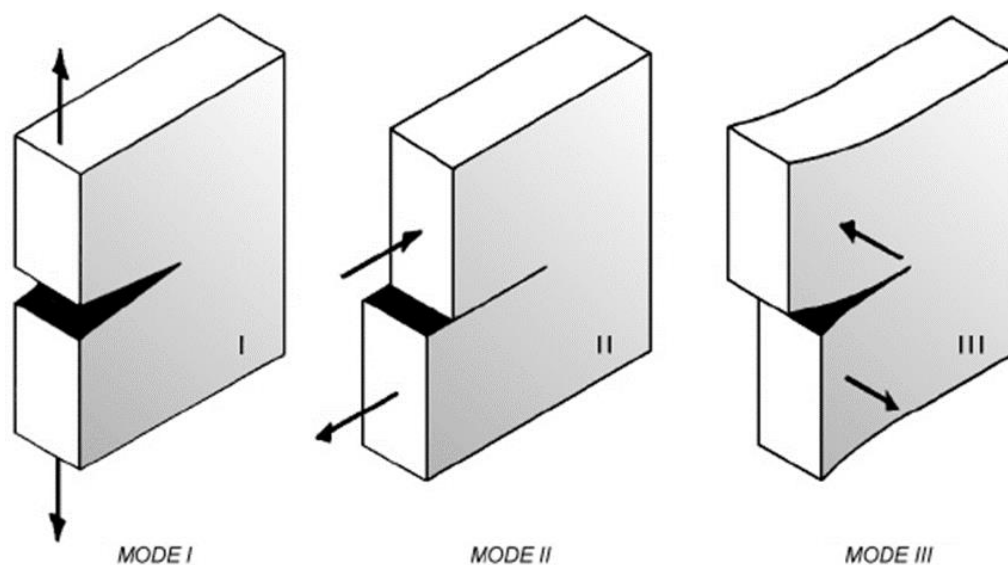


Figure 2.2 Illustration des 3 modes de propagation d'une fissure. Extrait de (Janssen, Zuidema, & Wanhill, 2004).

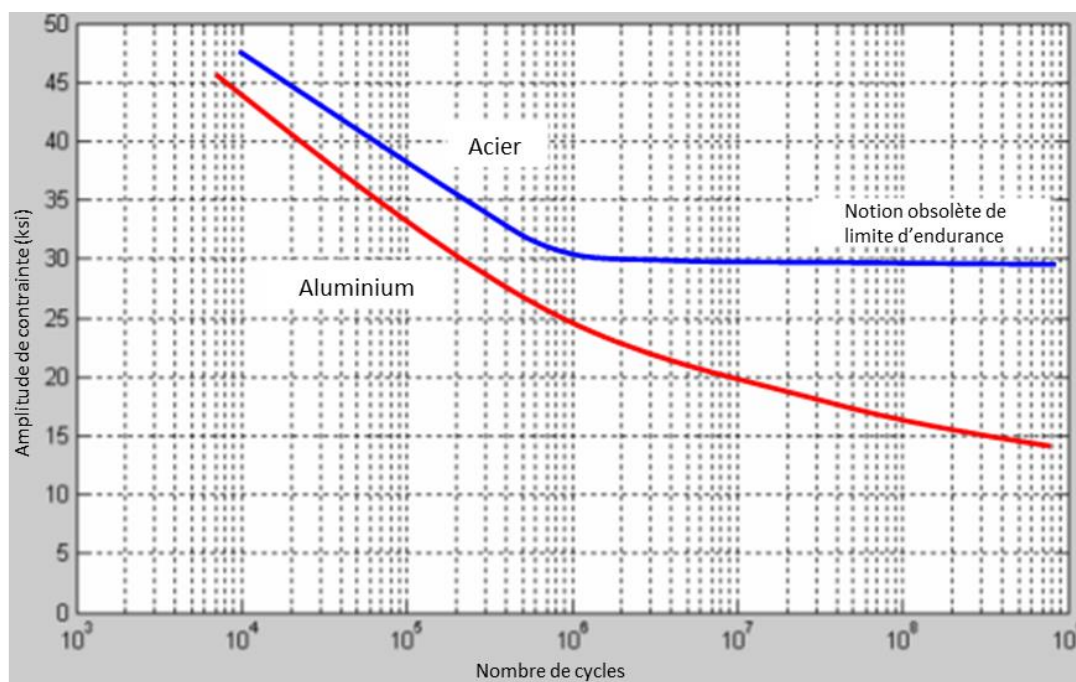


Figure 2.3 Exemple de courbe S-N. Inspiré de (Dressel)

Le nombre de cycles durant lesquels le matériau peut être soumis à un chargement avant la formation d'une fissure dépend de l'amplitude de contrainte cyclique imposée, la contrainte moyenne ainsi que le trajet de chargement. Dans le cas simple d'une contrainte uniaxiale cyclique de traction, l'amplitude de contrainte (σ_a) est la grandeur principale qui influence le nombre de

cycles à la rupture (N_f). Plus l'amplitude de contrainte cyclique augmente et moins la vie en fatigue est longue. Ainsi, une courbe S-N présentant l'amplitude de contrainte cyclique imposée, en ordonnée, en fonction du nombre de cycles à la rupture, en abscisse, est l'outil de base de la conception en fatigue (voir figure 2.3). Étant donné que la résistance en fatigue varie peu pour les grands nombres de cycles, il est commun de concevoir les pièces avec la résistance en fatigue à 10^7 cycles, anciennement considérée comme la 'limite d'endurance' des métaux.

2.1.2 Critères de fatigue uniaxiaux

Dans le cas d'un état de contrainte cyclique uniaxial de traction, la vie en fatigue fonction de l'amplitude de contrainte cyclique dépend aussi de la contrainte moyenne σ_m imposée. Une variable souvent utilisée pour caractériser la contrainte moyenne est le rapport de contrainte $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$. Si la contrainte moyenne est nulle, alors $R = -1$. Si la résistance en fatigue σ_{fat} est connue en $R = -1$, des relations empiriques permettent d'estimer l'amplitude de contrainte cyclique équivalente qui mènera à une même durée de vie en fatigue pour une variété de rapports de contrainte supérieurs ou égaux à -1. L'une de ces relations est celle de Goodman qui peut être représentée par une droite dans un diagramme de Haigh avec l'amplitude de contrainte cyclique en ordonnée et la contrainte moyenne en abscisse (voir figure 2.4).

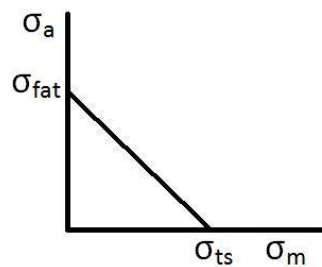


Figure 2.4 Diagramme de Goodman-Haigh. Extrait de Wikipedia

Pour une résistance en fatigue à $R = -1$ connue (σ_{fat}), et en alimentant aussi le modèle avec la résistance mécanique du matériau notée σ_{ts} , ce diagramme donne la résistance en fatigue en terme d'amplitude de contrainte cyclique maximale σ_a pour toutes les valeurs de contrainte moyenne positives imposées σ_m . Le diagramme montre que si $\sigma_m = 0$, alors la résistance en fatigue à $R =$

-1 , σ_{fat} , est retrouvée. Si $\sigma_m = \sigma_{ts}$, alors l'amplitude de contrainte cyclique maximale acceptable est nulle, car la contrainte moyenne a déjà atteint la résistance mécanique du matériau.

2.1.3 Critères multiaxiaux

Dans le cas des chargements multiaxiaux, il existe aussi des critères de résistance en fatigue, pour un nombre de cycles donné, qui permettent de prédire la résistance en fatigue. Ces critères sont communément présentés dans un espace graphique ayant pour abscisse la contrainte hydrostatique maximale et pour ordonnée l'amplitude de cisaillement maximal ($\max_n \|\tau(\underline{n}, t)\|$) tel que montré sur la figure 2.5. Le critère de résistance en fatigue présenté à la figure 2.5 est celui proposé par Dang Van en 1973 (Dang Van, 1973). L'utilisation de ce critère prévoit que si le chargement cyclique reste situé sous la droite de dimensionnement, alors il n'y aura pas rupture en fatigue. D'un autre côté, si à un moment du cycle de sollicitation le chargement dépasse cette droite alors un endommagement et une rupture sont attendus.

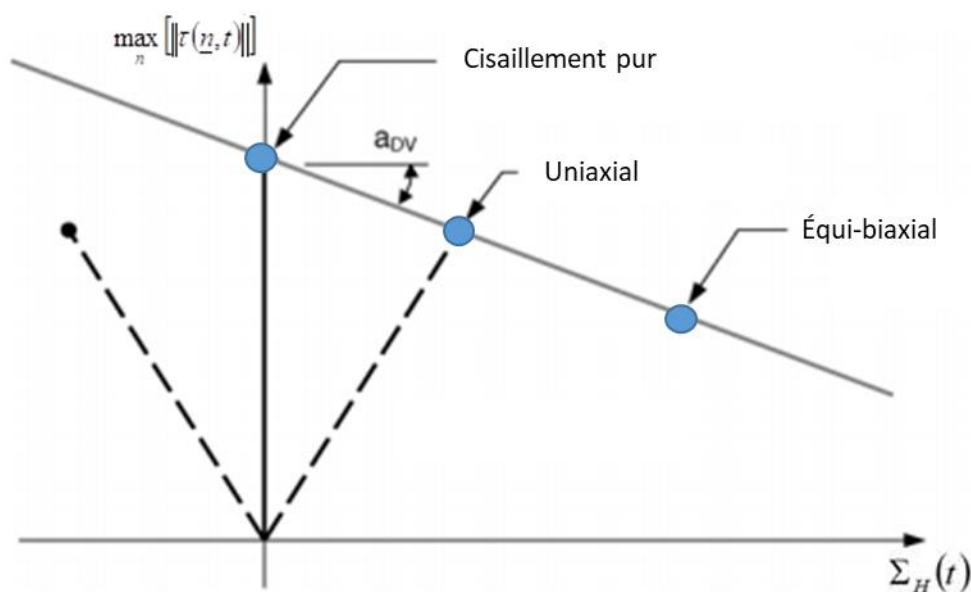


Figure 2.5 Illustration du critère de Dang Van. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).

Ce critère, basé sur l'hypothèse d'adaptation élastique à l'échelle mésoscopique, est utilisé de la manière suivante. À partir du tenseur caractérisant complètement le chargement multiaxial imposé en fonction du temps, il est possible de calculer deux scalaires : la contrainte hydrostatique $\Sigma_H(t)$

et la contrainte de cisaillement maximale à l'échelle locale $\max_n \|\tau(\underline{n}, t)\|$ (Gerin, 2017). Par conséquent le chargement multiaxial correspond à une trajectoire dans le plan illustrée à la figure 2.5. Cette figure présente un exemple de chargement uniaxial ainsi que la limite linéaire du domaine où le chargement multiaxial n'implique pas un risque élevé de défaillance. Le critère de Dang Van est caractérisé par les paramètres a_{DV} et b_{DV} qui définissent la droite de dimensionnement. Ces paramètres doivent être identifiés par des essais de fatigue effectués sur le matériau étudié et ce pour des chargements différents. Une fois que les limites de fatigue dans ces quelques cas sont déterminées expérimentalement, le modèle peut être utilisé afin de prédire la limite en fatigue pour un chargement multiaxial quelconque, idéalement situé entre des valeurs expérimentales connues (par interpolation).

2.2 Moyens expérimentaux pour caractériser le comportement en fatigue

Dans cette partie, différents moyens et méthodes expérimentales permettant d'identifier les paramètres des critères de fatigue multiaxiaux sont présentés et comparés. Les essais de flexion rotative, sur machine ultrasonique, vibrophore, servo-hydraulique ou encore avec pot vibrant seront donc discutés.

2.2.1 Uniaxial

Un essai uniaxial classique est l'essai de flexion rotative R.R. Moore. Cette machine permet d'effectuer des essais de fatigue uniaxiaux à l'aide d'une géométrie de révolution en rotation. Des masselottes sont accrochées en quelques points de l'éprouvette et permettent d'imposer un chargement en flexion. Les rotations permettent alors de faire varier de manière cyclique le chargement, constituant ainsi un essai de fatigue. Les machines standards ne permettent d'effectuer des essais qu'au rapport de contrainte $R = -1$ en uniaxial. La fréquence de sollicitation est pilotée par la vitesse de rotation et donc généralement comprise entre 50 et 200 Hz.

La technique offrant la plus grande fréquence possible, donc les essais les plus rapides, et exploitant la résonance, est la méthode ultrasonique. Dans ce cas, des éprouvettes relativement petites résonant à près de 20 kHz sont utilisées. Ces dernières sont excitées par un convertisseur piézoélectrique et permettent d'imposer un déplacement sinusoïdal à haute fréquence et donc de

mesurer expérimentalement la résistance en fatigue allant jusqu'à 10 milliards de cycles en un laps de temps raisonnable (< 14 h) (Mayer, Recent developments in ultrasonic fatigue, 2016). La méthode ultrasonique permet également d'obtenir des rapports de contrainte $R \neq -1$ en plus des chargements purement alternés. En effet, des essais ont été effectués sur ce genre de montage à $R = -0,5 / 0 / 0,1 / 0,35 / 0,5 / 0,7$. Cela dit, les résultats des essais réalisés à hautes fréquences ne reflètent pas forcément la tenue en fatigue du matériau à plus basse fréquence tel qu'il sera discuté à la section 2.3.3.

Des modifications des montages ultrasoniques permettent d'élargir leur champ d'applicabilité au-delà des sollicitations en traction-compression. En effet, il est également possible d'effectuer des essais en torsion avec ce moyen (Mayer, Recent developments in ultrasonic fatigue, 2016).

Les vibrophores excitent aussi les éprouvettes à la résonance et permettent d'obtenir des rapports de contrainte $R \neq -1$ tels que $R = 0,1$ (Lorenzino & Navarro, 2015). Dans ce cas ce n'est pas l'éprouvette qui est directement mise en résonance mais un système ressort + éprouvette de fréquence de résonance plus faible. Les fréquences de sollicitation usuellement utilisées sont alors comprises entre 50 et 200 Hz. Ce type de machine dédié aux essais de fatigue et asservi à la fréquence de résonance du système peut être contrôlée en déplacement ou en effort. Cette technique présente l'avantage de pouvoir suivre la fréquence propre de l'éprouvette tout au long de l'essai. La fréquence propre est sensible à l'endommagement et ainsi un critère d'arrêt systématique par mesure directe de la chute de fréquence causée par la diminution de raideur de l'éprouvette endommagée peut être utilisé pour détecter la fin de l'essai.

Les vibrophores permettent également d'imposer des chargements de torsion aux éprouvettes testées (Lorenzino & Navarro, 2015) et de la flexion (Abroug, 2018). Cela dit, il ne semble pas aisé d'étendre cette technique à d'autres états de contrainte.

Les machines servo-hydrauliques n'exploitent pas la résonance, mais imposent simplement le chargement ou le déplacement cyclique souhaité durant l'essai de fatigue. Cela résulte en des essais particulièrement lents, généralement caractérisés par une fréquence de sollicitation d'au plus 20 Hz. Cette technique permet néanmoins d'appliquer une grande variété de rapports de contrainte en ajoutant un chargement statique au chargement dynamique durant l'essai.

Certains travaux de la littérature proposent d'utiliser un pot vibrant afin d'effectuer des essais de fatigue uniaxiaux. Milošević *et al.* conduisent des essais de traction-compression à environ 1 kHz

(Milošević & Renhart, 2017) (Milošević, Renhart, & Winter, 2018). George *et al.* effectuent des essais de flexion uniaxiaux (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004) dans un domaine fréquentiel similaire. George *et al.* présentent également une méthode permettant d'obtenir des rapports de contrainte $R \neq -1$ (George, M.H., Nicholas, & Cross, 2006). Ellyson *et al.* utilisent également un pot vibrant en flexion purement alternée à $R = -1$ et ~ 1 kHz afin de caractériser l'effet de différentes méthodes de fabrication additive sur la tenue en fatigue de l'alliage Ti-6Al-4V (Ellyson, Brochu, & Brochu, 2017) (Ellyson, Chekir, Brochu, & Brochu, 2017). Cette technique permet d'atteindre des fréquences de sollicitation relativement élevées, soit quelques milliers de Hz, mais ne permet pas d'appliquer aisément un chargement statique, et reste donc souvent limitée aux essais à $R = -1$. Cette méthode d'essai reste cependant peu répandue, les quelques travaux cités dans ce mémoire reprennent la quasi-totalité des travaux de la littérature utilisant un pot vibrant pour conduire un essai de fatigue.

2.2.2 Multiaxial

Bien que les machines ultrasoniques ne permettent typiquement pas d'effectuer d'essais de fatigue multiaxiaux, Brugger *et al.* (Brugger, Palin-Luc, & Osmond, 2017) ont proposé récemment un nouveau montage ultrasonique permettant d'obtenir un état de contrainte biaxial proportionnel grâce une éprouvette en forme de disque. Ces essais s'inspirent d'une géométrie initialement développée pour machines servo-hydrauliques (Koutiri, Bellett, & Morel, 2018).

Les machines hydrauliques, par contre, permettent d'obtenir un large éventail d'états de contrainte. Lagoda *et al.* (Łagoda, Macha, & Bełkowski, 1999) utilisent un spécimen cruciforme doté d'une calotte hémisphérique centrale afin d'obtenir un chargement biaxial non proportionnel. Plus récemment, une géométrie particulière a été proposée par Bellett *et al.* pour permettre d'imposer un chargement biaxial à partir d'une machine uniaxiale (Bellett, Morel, Morel, & J.-L., 2011). Certaines machines permettent, à travers l'usage d'un spécimen tubulaire, de générer de la tension-compression, de la torsion, et même d'appliquer une pression interne uniforme au tube correspondant à un état de contrainte biaxial (Guerchais, Morel, Saintier, & Robert, 2015). L'inconvénient des machines hydrauliques est qu'il est bien souvent nécessaire de changer de géométrie d'éprouvette et de machine pour pouvoir modifier le type de chargement. Seules les éprouvettes tubulaires sur machines multiaxiales (Guerchais, Morel, Saintier, & Robert, 2015) permettent d'imposer des chargement variés (mais à fréquence limitée). Hélas, dans ce cas,

l'usinage des éprouvettes ainsi que la machine utilisée sont très onéreux. De plus les produits éprouvés doivent être mis en forme de tube, ce qui n'est pas toujours faisable.

Une variété d'états de contrainte peut être obtenue avec un pot vibrant combiné à différents montages/géométries d'éprouvette. George *et al.* proposent deux géométries, l'une carrée, l'autre de forme plus complexe ressemblant à un cerf-volant (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). Les deux éprouvettes sont excitées verticalement (hors-plan) à leur base à l'aide d'un pot vibrant. Les géométries différentes impliquent des déformées modales distinctes. Plus précisément, le spécimen carré permet d'obtenir un état de contrainte uniaxial au centre du bord libre et la seconde géométrie un état de contrainte biaxial près du centre du spécimen avec un rapport de biaxialité $\frac{\sigma_{yy}}{\sigma_{xx}} = 0,59$ (figure 2.6). Pour les éprouvettes en aluminium 6061-T6 utilisées, les longueurs planes sont de l'ordre de 10-30 cm, et l'épaisseur d'environ 2-3 mm. Les fréquences propres alors obtenues pour les modes de vibration d'intérêt se trouvent dans le domaine 1200-1400 Hz. Les champs de la contrainte équivalente de Von Mises normalisée sont présentés à la figure 2.6.

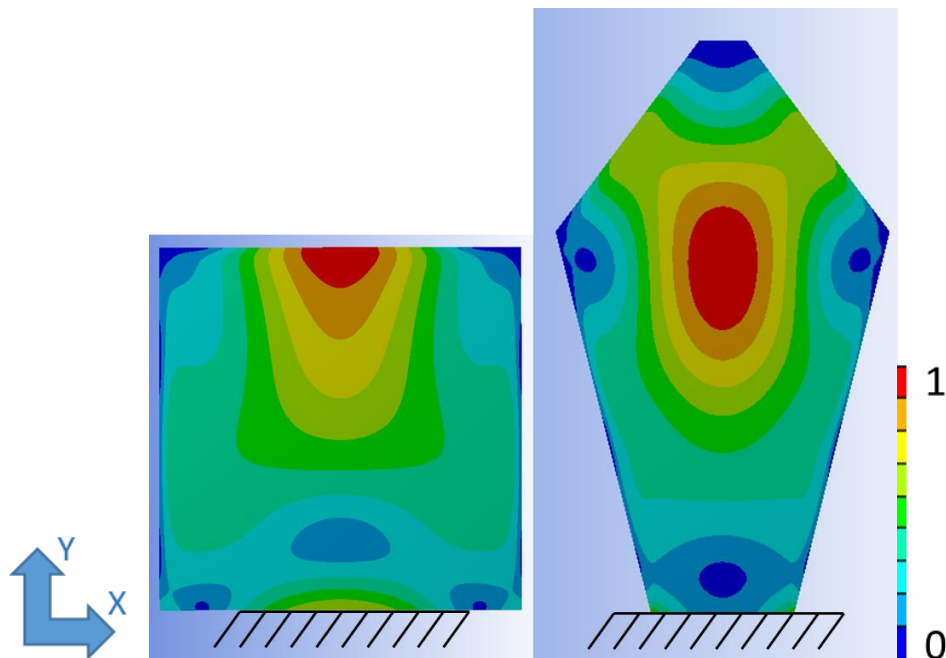


Figure 2.6 Champ de la contrainte équivalente de Von Mises normalisée pour chacune des géométries (amplitude maximale sur 1 cycle). Bleu : Faible / Rouge : Élevée. Extrait de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Pour changer le rapport de charge en gardant ce même type de géométrie, George *et al.* (George, M.H., Nicholas, & Cross, 2006) proposent de charger le spécimen en flexion uniaxiale avant l'essai de fatigue de manière à créer des contraintes résiduelles dans l'éprouvette. De cette manière, il est possible d'obtenir, en plus de la contrainte oscillante de moyenne nulle générée par l'excitation harmonique du pot vibrant, une contrainte résiduelle statique qui dépend du pré-chargement appliqué. Cela conduit alors à une modification du rapport de contrainte. Cette proposition reste malgré tout discutable car imposer des contraintes résiduelles n'est pas aisé et modifie nécessairement le matériau initial par déformation plastique. Il est également nécessaire de vérifier qu'il n'y ait pas de relaxation des contraintes résiduelles au cours de l'essai.

Rognon propose d'ajouter une masselote en T (figure 2.7) à une éprouvette cylindrique (Rognon, 2013). En faisant varier la position de cette masselote, différents modes de vibration et différents états de contrainte peuvent être excités.

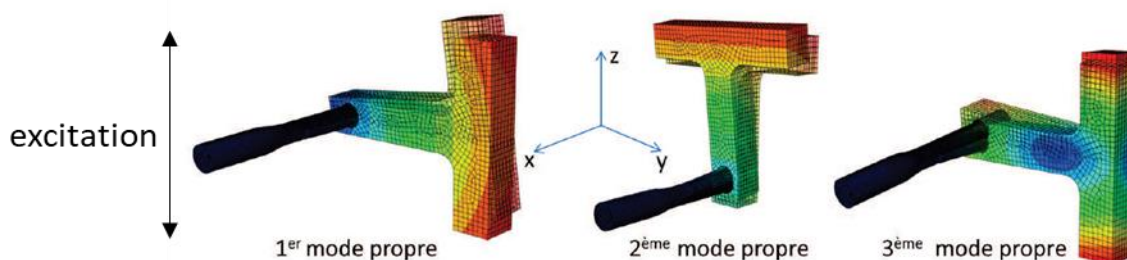


Figure 2.7 Trois premiers modes propres du système proposé. Les couleurs indiquent l'amplitude de déplacement. Extrait de (Rognon, 2013).

Ainsi, tel qu'illustré à la figure 2.7, de la flexion peut être obtenue en mode 2, lorsque la masselotte est en position verticale, en excitant le spécimen cylindrique à son autre extrémité verticalement. La symétrie du système par rapport au plan XZ signifie qu'il n'y a pas de torsion dans ce mode. Si la masselotte est positionnée horizontalement et que le spécimen est excité de la même manière que précédemment, alors, en plus de la flexion, la rotation du spécimen cylindrique est obtenue, générant de la torsion dans la zone de fatigue. Cette combinaison de flexion-torsion est présente dans deux modes : le premier et le troisième qui génèrent des rapports de chargement torsion/flexion différents.

Dans le travail de Nguyen (Nguyen, 2011), la conception présentée sur la figure 2.8 permet également d'obtenir un mode de flexion pure, ainsi qu'un mode de flexion/torsion. Dans ce dernier,

il est possible d'ajuster la proportion de flexion et de torsion. En effet, le système est constitué d'un spécimen excité verticalement à sa base. La forme choisie est une géométrie de révolution avec une réduction de section assez simple, sauf pour l'ajout asymétrique de deux masses sur les côtés de son extrémité. La masse totale régit l'intensité de la flexion, alors que l'asymétrie (la différence de masse aux deux bords) donne lieu à la déformation en torsion.

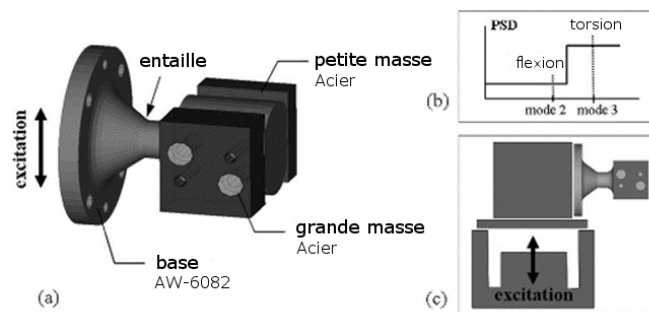


Figure 2.8 Illustration du système de flexion/torsion par masselottes. Inspiré de (Nguyen, 2011)

Cette solution permet d'obtenir plusieurs rapports de chargement en torsion/flexion. Cela dit, il n'est pas possible d'exciter ces deux déformées de manière totalement séparée et indépendante. Plus précisément, il est impossible d'isoler la torsion de la flexion. De plus, le déphasage entre ces deux types de chargement ne peut pas être choisi arbitrairement.

Afin de s'affranchir de ces limitations, Zanellati *et al.* (Zanellati, 2018) proposent un montage légèrement plus complexe permettant d'obtenir la torsion et la flexion dans deux modes vibratoires distincts (voir figure 2.9). Afin d'exciter ces modes indépendamment l'un de l'autre, il est nécessaire que leurs directions d'excitation privilégiées soient orthogonales. Avec ce montage, l'excitation verticale contrôle le mode vibratoire correspondant à de la flexion, alors qu'une excitation horizontale celui correspondant à la torsion. Cette méthode requiert donc l'usage d'un pot vibrant tri-axe, ou biaxe au minimum. Étant donné que ce type de pot peut générer des signaux d'excitation indépendamment dans chaque direction, cette méthode permet bien d'obtenir n'importe quelle combinaison de chargements flexion/torsion, tant en terme d'amplitude relative qu'en déphasage.

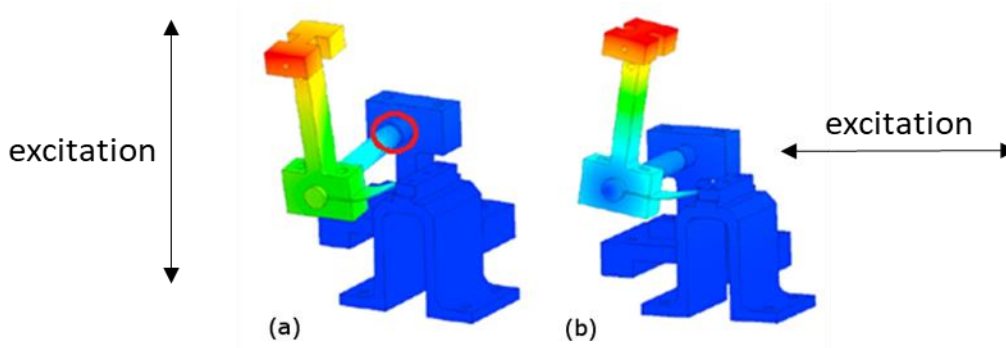


Figure 2.9 Mode de flexion (a) et de torsion (b). Les couleurs indiquent l'amplitude de déplacement. Inspiré de (Zanellati, 2018).

Il semble donc qu'il serait possible d'obtenir une grande variété d'états de contraintes multiaxiaux permettant de calibrer un critère de fatigue multiaxiale à l'aide d'un pot vibrant et d'une conception d'éprouvette réfléchie.

2.2.3 Discussion

Les moyens d'essai de fatigue principalement utilisés ont été présentés dans le cas uniaxial et multiaxial. Les machines hydrauliques permettent potentiellement d'obtenir une grande variété d'états et de rapports de contraintes mais souffrent d'une fréquence de sollicitation faible rendant les essais lents, surtout en HCF. Les vibrophores peuvent générer divers rapports de contraintes mais restent relativement limités du point de vue des états de contrainte envisageables. Les machines ultrasoniques accélèrent de manière significative les essais et permettent d'atteindre des états de contraintes relativement variés grâce certaines modifications et géométries d'éprouvettes proposées récemment. Cela dit, les effets de fréquence pouvant modifier la tenue en fatigue à 20 kHz par rapport à des fréquences de sollicitation plus basses peuvent être problématiques. Les essais sur pot vibrant peuvent également être effectués à des fréquences qui excèdent les fréquences de sollicitation réelles d'une pièce durant son fonctionnement. L'utilisation des méthodes vibratoires pour calibrer des critères de résistance en fatigue multiaxial nécessite donc que l'on s'intéresse à la sensibilité du comportement en fatigue du matériau étudié à la fréquence.

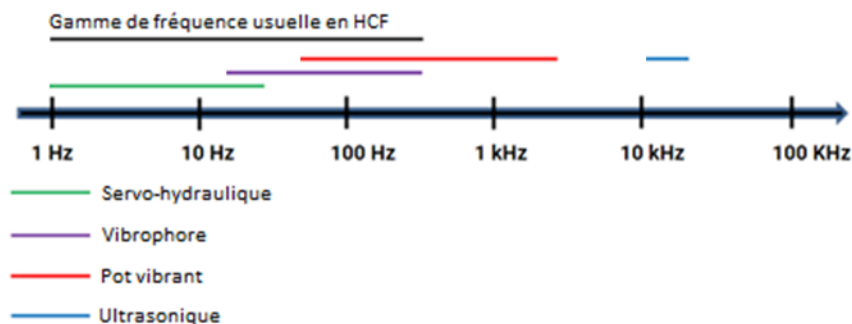


Figure 2.10 Gammes de fréquence usuelles pour différentes machines d'essais

La figure 2.10 précise les gammes de fréquences balayées par les différentes machines d'essais de fatigue. Elle montre que l'utilisation d'un pot vibrant permet d'investiguer un domaine de fréquence assez large (de quelques centaines à quelques milliers de Hz) peu couvert par les machines conventionnelles. De plus, des états de contrainte assez variés incluant la torsion, la flexion, la traction-compression, et la traction-biaxiale peuvent être obtenus à l'aide de montages plus ou moins complexes. Cette technique offre donc l'opportunité de caractériser rapidement un matériau sur une plage d'états de contrainte et de fréquences. Cela dit, les techniques existantes ne permettent d'obtenir une variété d'état de contrainte qu'à travers des montages complexes ou à l'aide d'éprouvettes dont l'usinage n'est pas trivial.

La question suivante semble alors naturelle : Quelle plage de chargements multiaxiaux est-il possible d'imposer sur une tôle à l'aide d'un pot vibrant ?

Afin de répondre à cette question, une étude numérique ainsi que des essais seront réalisés dans ces travaux. Notre choix de matériau s'est tourné vers les alliages d'aluminium corroyés car ils sont largement utilisés dans le domaine de l'aéronautique et leur tenue en fatigue est connue pour être faiblement dispersée. Une tôle en alliage d'aluminium 2024-T3 pour laquelle le comportement en fatigue est connu dans la littérature sera donc utilisée. La partie suivante présente des données qui caractérisent la tenue en fatigue uniaxiale, multiaxiale, ainsi que les effets de fréquence sur le comportement en fatigue de l'alliage d'aluminium 2024-T3.

2.3 Comportement en fatigue du 2024-T3

2.3.1 Traction-compression

Des données en fatigue uniaxiale obtenues pour l'alliage 2024-T3 à plusieurs rapports et niveaux de contrainte pour des spécimens sans et avec des concentrateurs de contrainte sont présentées dans le manuel "Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)" (Rice, Jackson, Bakuckas, & Thompson, 2003) validé par l'Administration Fédérale d'Aviation américaine FAA. La figure 2.11 montre les courbes obtenues pour des éprouvettes lisses ($K_t = 1$). Ces résultats proviennent d'essais uniaxiaux à amplitude de contrainte cyclique imposée à 20 Hz.

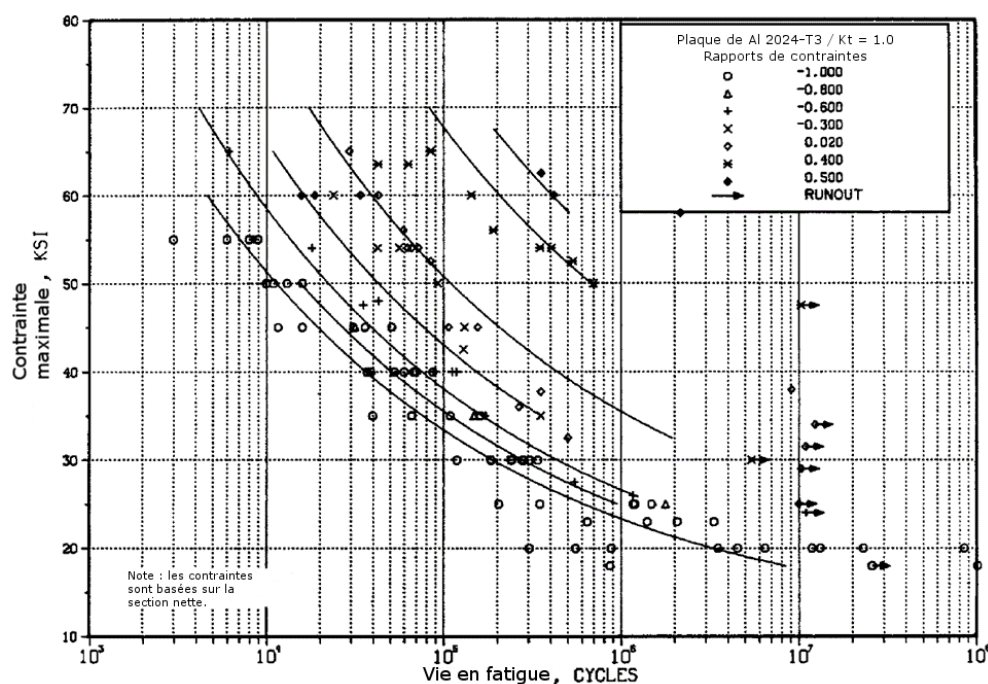


Figure 2.11 Courbe S-N uniaxiale du 2024-T3 pour différents rapports de contrainte. Inspiré de (Rice, Jackson, Bakuckas, & Thompson, 2003).

D'après les données des essais à $R = -1$, la résistance en fatigue à 10^6 cycles, domaine investigué expérimentalement dans ce projet, est d'environ 23 ksi soit 160 MPa en terme d'amplitude de contrainte de traction-compression purement alternée notée S-1.

2.3.2 Torsion

Des résultats de fatigue du 2024-T351 sont également obtenus en torsion par Mayer (Mayer, 2006) à l'aide d'un montage ultrasonique modifié. Dans cet article, des résultats d'essais de fatigue uniaxiaux en traction et torsion sont comparés en terme de contrainte équivalente de Von Mises (voir figure 2.12). Il est constaté que les résistances en fatigue exprimées en contrainte de Von Mises en traction et en torsion sont comparables dans le domaine d'intérêt de ce projet, soit environ 10^6 cycles.

Les conclusions quant aux comparaisons de la tenue en torsion et en traction-compression sont les suivantes :

- Contrairement aux résultats d'essais présentés sur la figure 2.11, Mayer n'observe pas d'asymptote autour de 10^7 cycles pour le 2024-T3 comme on peut le voir sur la figure 2.12.
- À 10^6 cycles, domaine investigué dans la suite du rapport :
 - L'amplitude de contrainte cyclique en torsion T-1 est comprise entre 115 et 130 MPa.
 - La contrainte en traction-compression S-1 est comprise entre 170 et 190 MPa.

Une autre conclusion intéressante est que les chargements pour créer des fissures de 200 μm et 1 mm sont très proches en traction-compression alors qu'en torsion, pour un nombre de cycles donné (surtout proche de 10^6), il est nécessaire d'augmenter significativement la contrainte pour augmenter la longueur de la fissure (voir figure 2.13).

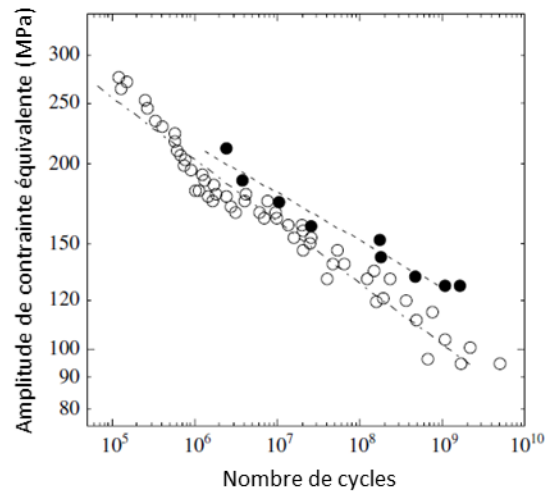


Figure 2.12 Comparaison des tenues en fatigue pour la torsion et la traction-compression. Les cercles pleins représentent l'apparition d'une fissure de 300 μm en torsion, les cercles vides la tenue en fatigue en traction-compression. Inspiré de (Mayer, 2006).

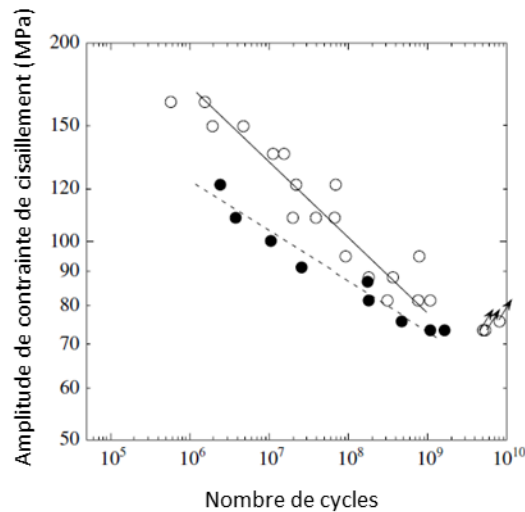


Figure 2.13 Comparaison des tenues en fatigue en torsion pour deux critères : les cercles pleins et vides représentent l'apparition d'une fissure de 300 μm et 1 mm respectivement. Inspiré de (Mayer, 2006).

2.3.3 Effets de fréquence en fatigue des métaux

Comme mentionné précédemment, la fréquence de sollicitation cyclique peut parfois avoir un effet non négligeable sur la contrainte à la rupture des métaux à un nombre de cycles donné.

Pour l'aluminium 2024-T3 étudié dans ces travaux, la tenue en fatigue à 10^6 cycles identifiée en traction-compression par Mayer ($170 < S - 1 < 190$) à 20 kHz est légèrement plus élevée que celle référencée par Rice $S - 1 \approx 160 \text{ MPa}$ à 20 Hz. Les matériaux pourraient cependant être différenciables par des particularités car il s'agit de deux études différentes ayant utilisées des lots de matière différents. D'après ces résultats, l'augmentation de fréquence semble avoir un effet bénéfique sur la tenue à 10^6 cycles de l'aluminium 2024-T3

L'importance de l'environnement sur le comportement en fatigue des alliages d'aluminium a fait l'objet de nombreux travaux dans la littérature (Stanzl, Mayer, & Tschegg, 1991) (Petit, 1984) (Petit & Zeghloul, 1984) (Petit & Zeghloul, 1986). Cet aspect a majoritairement été étudié en fatigue propagation où les alliages d'aluminium montrent une forte sensibilité à la présence d'oxydes en pointe de fissure (Michel, 2004). Pour l'aluminium 2024-T3 Stanzl *et al.* (Stanzl, Mayer, & Tschegg, 1991) montrent que le seuil de propagation de fissure courte est dépendant du niveau d'humidité de l'environnement de l'essai. Plus l'air est sec, et meilleur est la tenue.

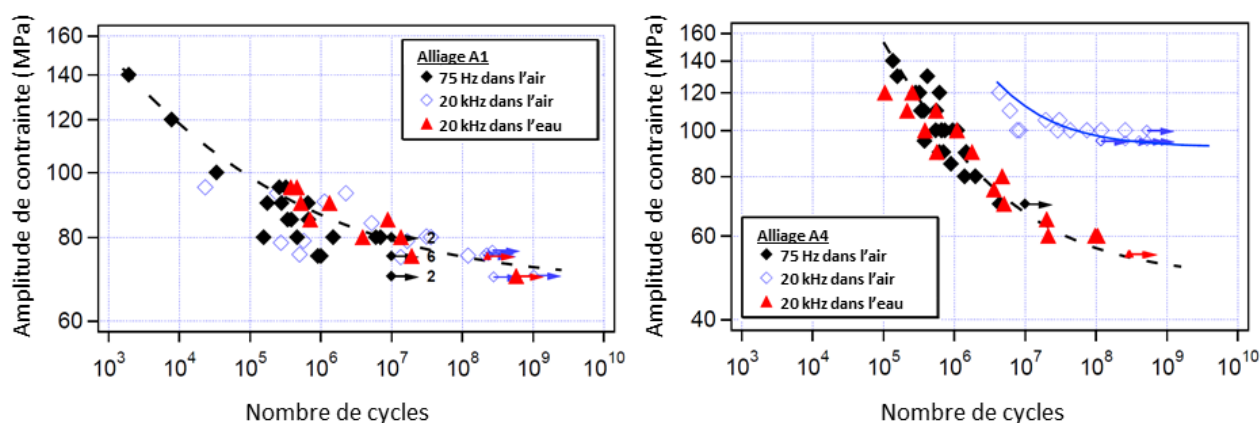


Figure 2.14 Effet de l'environnement sur la résistance en fatigue selon l'alliage. Inspiré de (Engler-Pinto Jr., 2007).

Les mécanismes contrôlant l'oxydation étant dépendant du temps, les effets de l'environnement sont fortement couplés à la fréquence d'essai : plus la fréquence est petite plus l'effet de l'environnement sera en théorie marqué. Le problème comme le montre Engler-Pinto *et al.* (Engler-Pinto Jr., 2007) n'est en revanche pas si simple. Pour quatre alliages d'aluminium de fonderie Al-Si et Al-Si-Cu testés en traction compression à 20 kHz et 75 Hz, Engler-Pinto *et al.* observent des sensibilités à la fréquence très différentes (voir figure 2.14). L'alliage noté A1 est en particulier

insensible à l'effet d'environnement alors que l'alliage noté A4 est très sensible à la fréquence de sollicitation mais aussi à l'environnement. L'auteur attribue cette observation à la différence de comportement mécanique des alliages testés et propose de conclure que plus la limite d'élasticité est élevée, plus grande est l'influence de l'humidité et donc de la fréquence sur la tenue.

Sur d'autres matériaux, Papakyriacou a effectué des essais de fatigue entre 10^5 et 2×10^8 cycles sur du niobium, tantale et du titane (Papakyriacou, 2001). Afin de mesurer l'effet de la fréquence, les essais sont effectués sur une machine de flexion rotative de type R.R.Moore en basse fréquence (100 Hz) et sur machine ultrasonique pour les essais haute fréquence (20 kHz). Tous les essais sont faits à $R = -1$. Cette méthodologie permet donc d'explorer un domaine fréquentiel exceptionnellement large puisque la fréquence est multipliée par un facteur 200. Des effets de fréquence sont observés uniquement pour le tantale (recuit ou déformé à froid) et le titane (recuit). Le tantale recuit montre un effet favorable de l'augmentation de fréquence de sollicitation puisque l'amplitude de contrainte cyclique pour 2×10^8 cycles passe de 270 MPa (BF) à 335 MPa (HF). Ce même matériau travaillé à froid présente une amélioration de la tenue avec la fréquence passant de 290 MPa (BF) à 365 MPa (HF). Une différence toujours favorable avec l'augmentation de la fréquence mais moins marquée est observée dans le cas du titane, passant de 300 MPa (BF) à 345 MPa (HF) pour 2×10^8 cycles. La sensibilité des matériaux étudiés à la vitesse de déformation est pour l'auteur à l'origine des différences observées. La limite d'élasticité et la limite d'endurance sont dans ce cadre améliorées par une augmentation de la vitesse de sollicitation.

Ceci dit, un effet de fréquence différent peut également être observé pour des aciers, soit une diminution de la durée de vie en fatigue à plus haute fréquence. En effet, Tian *et al.* (Tian, Liaw, & Fielden, 2004) s'intéressent au comportement en fatigue de l'acier inoxydable 316-L en exécutant des essais à $R = -1$ à deux fréquences distinctes : 0,2 Hz et 10 Hz. Ils constatent lors des essais un effet d'auto-échauffement important à 10 Hz. La température de l'éprouvette à 10 Hz augmente jusqu'à 350 °C à une amplitude de contrainte cyclique de ~260 MPa alors que l'éprouvette basse fréquence reste à peu près à température ambiante. De plus, la limite en fatigue à 10 Hz est de 200 MPa contre 220 MPa à 0,2 Hz. Afin de s'assurer que c'est bien l'auto-échauffement qui est à l'origine de cette diminution de résistance en fatigue à haute fréquence, les auteurs effectuent un troisième type d'essai : à 10 Hz mais refroidi à l'azote. Ils constatent alors que les résultats sont identiques à ceux à 0,2 Hz. C'est donc bien à travers l'auto-échauffement que

la haute fréquence détériore la résistance en fatigue dans ce cas. L'augmentation de la température est à l'origine d'une chute de la limite d'élasticité et de la limite d'endurance.

Ce dernier exemple illustre la variété des effets de fréquence pouvant être bénéfiques ou néfastes à la tenue en fatigue des métaux. Les effets de fréquence peuvent être la manifestation de mécanismes d'oxydation, de durcissement par viscoplasticité ou d'adoucissement thermique lié à de l'auto-échauffement.

Par conséquent, il est important de se demander quelle est la sensibilité du 2024-T3 aux essais à haute fréquence ? Si une méthodologie opérant à haute fréquence est utilisée pour mesurer la limite en fatigue d'un matériau, est-il possible d'utiliser les résultats obtenus pour un dimensionnement à plus basse fréquence ?

2.4 Essais de fatigue sur pot vibrant

2.4.1 Notions de base de vibration

Étant donné que la méthodologie employée dans ce travail se base sur l'excitation vibratoire d'éprouvettes, cette partie présente une brève revue des fondamentaux de la vibration et des résonances menant aux concepts essentiels d'amortissement et de mode de vibration.

Le système de vibration le plus simple conceptuellement est le système masse-ressort (figure 2.15).

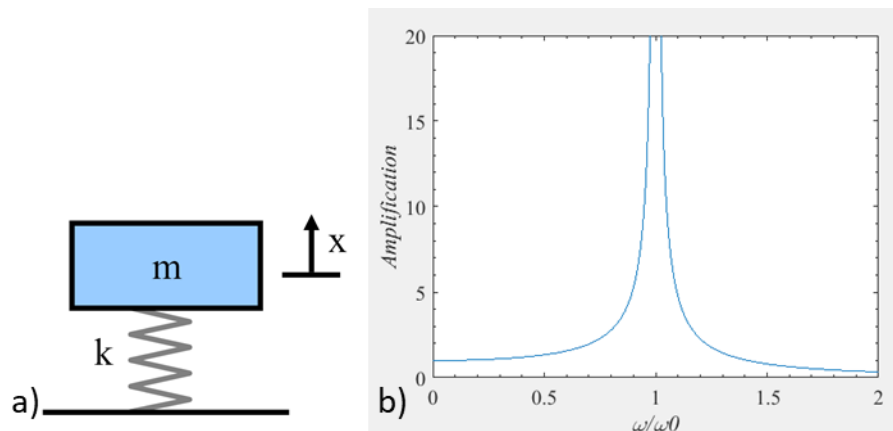


Figure 2.15 a) Système masse-ressort (Extrait de Wikipédia), b) FRF du système

L'énergie mécanique totale ne varie jamais pour un système masse-ressort isolé (pas de forces extérieures). De plus, sa fréquence d'oscillation est fixe et déterminée par la masse m ainsi que par

la raideur du ressort k par la relation suivante : $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$. On parle de fréquence naturelle, ou plus souvent de pulsation propre $\omega = 2\pi f = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

Les facteurs principaux qui ajoutent ou retranchent de l'énergie mécanique totale à un tel système sont une force extérieure et l'ajout d'un amortisseur.

Si une force extérieure harmonique est appliquée à la masse, alors deux cas peuvent être distingués : soit la fréquence de la force correspond à la fréquence de résonance, soit elle est différente. Dans le premier cas, l'amplitude des oscillations augmente sans limite (illustré à la figure 2.15b) et il n'y a pas de régime stationnaire à proprement parler. Dans le second cas, les oscillations ont une amplitude finie et fixe : cette amplitude est d'autant plus petite que la fréquence d'excitation s'éloigne de la fréquence de résonance.

Le dernier élément essentiel est l'amortisseur : ce dernier permet de modéliser des phénomènes physiques de dissipation d'énergie (figure 2.17). La réponse en régime permanent qui a la plus grande amplitude est atteinte à la fréquence de résonance (la fréquence de résonance du système amorti est légèrement différente de la fréquence du système non-amorti). La différence principale est qu'il existe bien une réponse en régime stationnaire d'amplitude finie, même à la fréquence de résonance. Cette amplitude de réponse sera d'autant plus faible que le taux d'amortissement est important.

Le taux d'amortissement associé à un montage vibratoire comprenant l'éprouvette et les mors montés sur un pot vibrant dépend de plusieurs facteurs : la masse des mors peut modifier les forces de friction ou d'adhérence maintenant l'échantillon en place donc altérer le taux d'amortissement. Le taux d'amortissement peut également être affectée par les amplitudes d'accélération employées : un taux d'amortissement plus important sera obtenu pour une accélération plus importante. Le taux d'amortissement peut être mesuré expérimentalement afin d'estimer l'amplitude de contrainte cyclique maximale que le pot peut générer dans l'éprouvette étant donnée l'accélération maximale de ce dernier. En effet, si l'accélération maximale et le taux d'amortissement sont connus, une analyse harmonique par éléments finis permet de calculer l'amplitude de contrainte cyclique maximale obtenue dans l'éprouvette.

Pour mesurer le taux d'amortissement, il existe deux méthodes principales : la méthode de demi-puissance ou la mesure du décrétement logarithmique. La méthode de demi-puissance sera utilisée dans ce projet et s'appuie sur la FRF (fonction de réponse en fréquence) obtenue par balayage harmonique (voir figure 2.16). Cette méthode consiste à mesurer la largeur du pic de résonance : les fréquences voisines de la fréquence propre pour lesquelles la réponse de l'éprouvette est plus faible de 3 dB. Ensuite, une approximation du taux d'amortissement est obtenue par la relation : $\zeta = \frac{\Delta f}{2f}$ avec f la fréquence de résonance et Δf la différence entre les deux fréquences adjacentes déterminées.

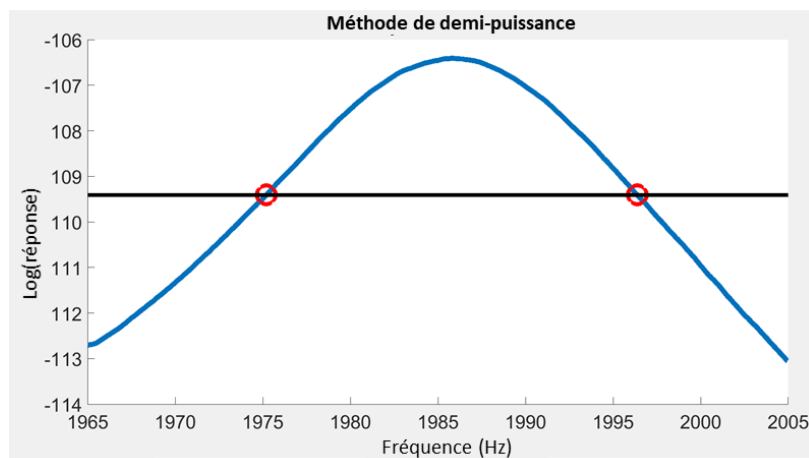


Figure 2.16 Illustration de la méthode de mesure de taux d'amortissement

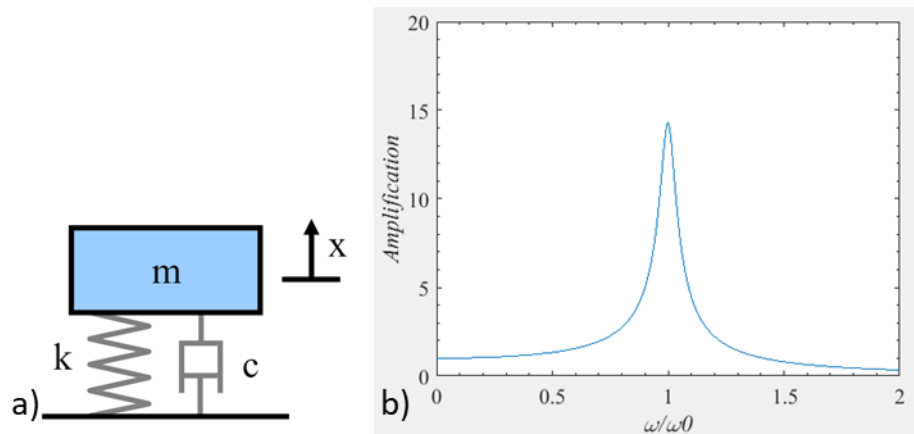


Figure 2.17 a) Système masse-ressort-amortisseur (Extrait de Wikipédia), b) FRF du système

Des systèmes plus complexes tels que des solides déformables en vibration mettent en jeu les mêmes principes de résonance, d'amortissement et de bilans énergétiques présentés ici. Par contre,

un système à N degrés de liberté ou un système continu tel qu'un solide déformable n'a pas une mais plusieurs fréquences de résonance. À chacune de ces fréquences propres, le système se déforme différemment en oscillant, c'est ce qu'on appelle un mode de vibration. Pour notre étude, un mode vibratoire convenable déformera l'éprouvette de fatigue de manière à générer l'état de contrainte visé.

2.4.2 Machines et instruments

Afin de générer un état de contrainte donné dans une plaque en vibration, la plaque est excitée par une de ses arêtes à l'aide d'un pot vibrant (figure 2.18). Cette excitation n'est pas aléatoire mais harmonique, caractérisée par une amplitude ainsi qu'une fréquence dite d'excitation.

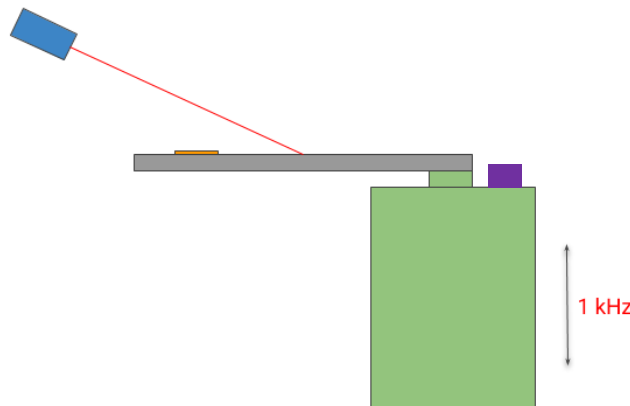


Figure 2.18 Schéma du montage : Pot Vibrant (Vert), Plaque/Éprouvette (Gris), Jauge de déformation (Orange), Vibromètre Laser (Bleu), Accéléromètre (Violet).

L'amplitude d'excitation est habituellement exprimée en terme d'accélération. Par conséquent, un accéléromètre fixé au pot est utilisé pour contrôler cette dernière. La fréquence du signal d'excitation est choisie afin de viser un mode propre de l'éprouvette donnant lieu au champ de déplacement vertical présentant certaines caractéristiques recherchées, comme un état de contrainte visé.

Il est souhaité d'atteindre et de garder une amplitude de contrainte cyclique donnée lors de l'essai de fatigue. Par conséquent, il est nécessaire de mesurer directement la déformation dans la zone de fatigue (zone où la contrainte est maximale) des éprouvettes. En faisant l'hypothèse que le comportement est élastique, le module de Young ainsi que le coefficient de Poisson permettent de calculer l'état de contrainte. Une jauge de déformation ou une rosette sont donc utilisées

respectivement dans le cas uniaxial ou multiaxial. Un enjeu de conception important est celui de l'interaction entre l'accélération maximale que le pot peut fournir, le taux d'amortissement du système, et l'amplitude de contrainte cyclique visée. En effet, plus le taux d'amortissement est faible, plus il sera facile d'atteindre des amplitudes de contrainte cyclique élevées durant l'essai avec l'amplitude d'accélération maximale pouvant être générée par le pot vibrant.

Un étalonnage préliminaire à l'essai de fatigue permet d'établir une relation entre l'amplitude d'accélération imposée par le pot et l'amplitude de déformation cyclique mesurée en zone de fatigue. Une méthode alternative consiste à utiliser un vibromètre laser et à établir une relation entre la déformation en zone de fatigue et la vitesse en un point quelconque de l'éprouvette. Ces deux méthodes sont présentées dans la partie suivante.

2.4.3 Méthodes d'essai

La méthodologie d'essai comprend trois axes principaux : la calibration préliminaire, la méthode de contrôle pour le respect de la consigne de niveau de contrainte durant l'essai et le critère d'arrêt associé au signal utilisé pour détecter l'endommagement.

La phase de calibration consiste à conduire un essai instrumenté d'une jauge de déformation afin d'établir pour une géométrie et une plage de fréquence données, le lien entre les paramètres de contrôle de l'essai (en vitesse ou en accélération) et la déformation vue par l'éprouvette. Une fois l'essai « calibré » les essais vibratoires sont réalisés sans jauge de déformation.

2.4.3.1 Calibration

Dans le travail de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004), la calibration est réalisée en vitesse. Des considérations théoriques de vibration linéaire prédisent que, dans le domaine des petits déplacements auquel les conditions d'essai se conforment, la vitesse en tout point du spécimen est proportionnelle à la déformation dans la zone de fatigue (zone de contrainte équivalente maximale). Il est important de noter que cette relation n'est vraie que dans le voisinage de la fréquence de résonance, c'est-à-dire à peu près à fréquence fixe.

Afin de disposer d'une courbe de calibration permettant d'identifier la relation entre la vitesse imposée v en un point de la structure et la déformation dans la zone utile de l'éprouvette ε , le protocole suivant est proposé (figure 2.19).

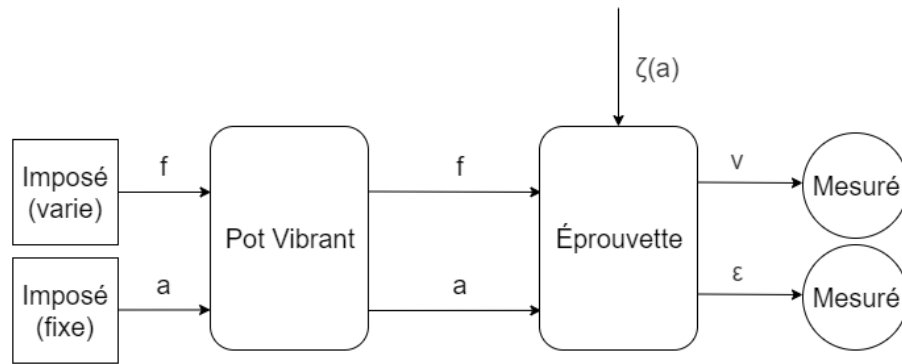


Figure 2.19 Étalonnage par vitesse

Le spécimen est excité, par balayage harmonique autour de la fréquence de résonance d'intérêt, à différents niveaux d'accélération pour identifier la relation entre la déformation maximale mesurée par une jauge et la vitesse maximale mesurée par le vibromètre laser. La figure 2.20 montre un exemple de courbe de calibration linéaire.

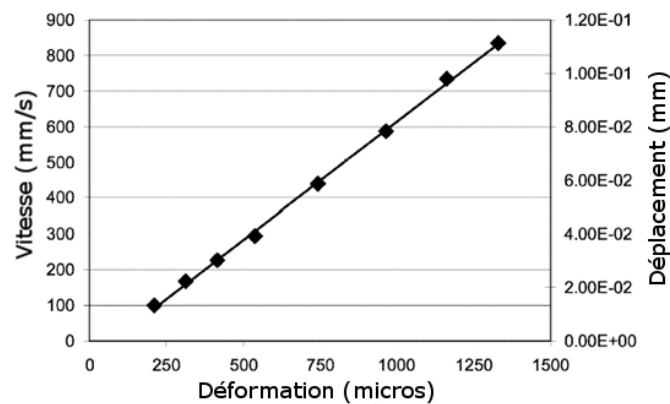


Figure 2.20 Exemple de courbe de calibration vitesse-déformation. Issue de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Il est important de noter que la calibration par vitesse n'est pas la seule option. En effet, il est également possible d'établir un lien entre l'accélération appliquée et la déformation mesurée directement. Dans ce cas, des balayages harmoniques à différentes accélérations sont effectués et la déformation maximale est à chaque fois mesurée comme schématisé à la figure 2.21.

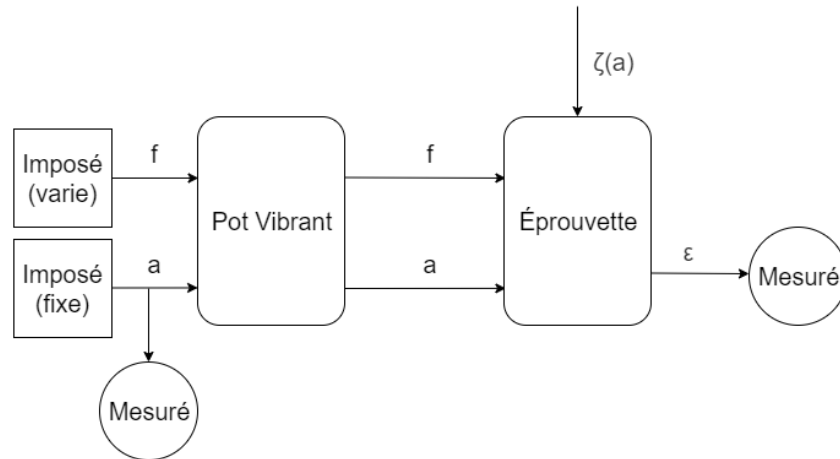


Figure 2.21 Étalonnage par accélération

Si la variation du taux d'amortissement est relativement faible durant la variation du niveau d'accélération, alors une relation linéaire peut être obtenue : une telle calibration est effectuée dans le travail de Milošević *et al.* (Milošević & Renhart, 2017) dans le cas d'un spécimen de traction-compression uniaxial (figure 2.22).

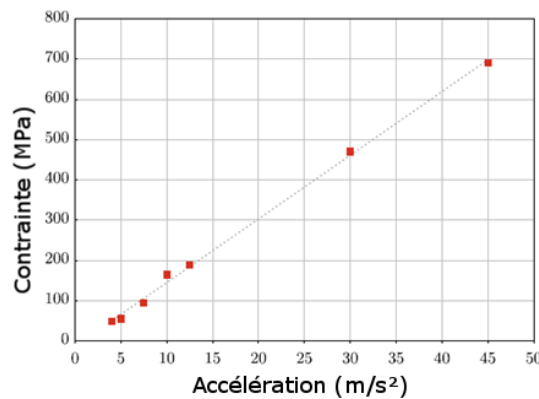


Figure 2.22 Courbe de calibration par accélération. Issue de (Milošević & Renhart, 2017)

Une observation empirique importante – et applicable aux deux types de calibration - concerne les effets non-linéaires donnant lieu à des pics de résonance non symétriques contenant des positions instables comme cela est illustré sur la figure 2.23. Cette réponse non-linéaire peut provenir de plusieurs sources physiques. Les frottements au niveau du contact entre l'éprouvette et les mors par exemple. Cela dit, une non-linéarité de la réponse vibratoire peut également être d'origine géométrique, particulièrement pour des éprouvettes dont la fréquence de résonance du mode de vibration visé est suffisamment basse pour donner lieu à des amplitudes de débattement importants.

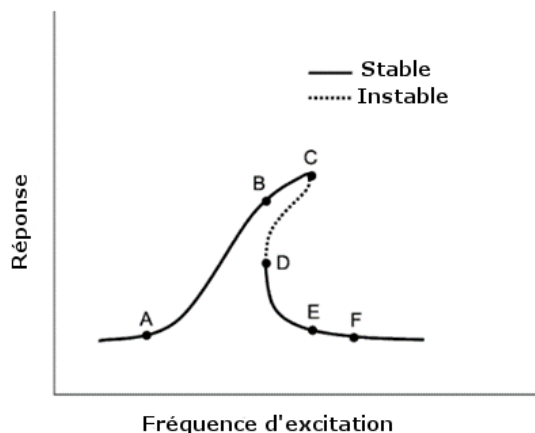


Figure 2.23 Illustration de pic de résonance non-linéaire. Inspiré de (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Il est alors nécessaire de ne pas se placer au pic de résonance (point C) durant la calibration ou l'essai, car cette position est instable et peut mener vers le point E caractérisé par une amplitude de réponse bien plus faible. Un compromis entre l'efficacité et la stabilité peut être trouvé au point B.

2.4.3.2 Contrôle

Pour ce qui est du contrôle, il peut également être effectué en accélération ou en vitesse. Les contrôles sont dans cette partie effectués en régime forcé et à fréquence imposée sans utiliser de jauge de déformation.

Dans le cas d'une calibration en vitesse, le contrôle est également effectué en vitesse à l'aide d'un contrôleur en boucle fermée permettant de produire l'amplitude d'accélération nécessaire pour maintenir la consigne de vitesse durant l'essai tel qu'illustré à la figure 2.24. Le contrôle en vitesse offre l'avantage suivant : si le comportement du matériau est élastique, l'amplitude de déplacement et donc des contraintes imposées restent constantes durant l'essai, même après que l'endommagement ait altéré la fréquence de résonance de l'éprouvette. Cela est dû au fait que le contrôleur ajuste le niveau d'accélération en continu.

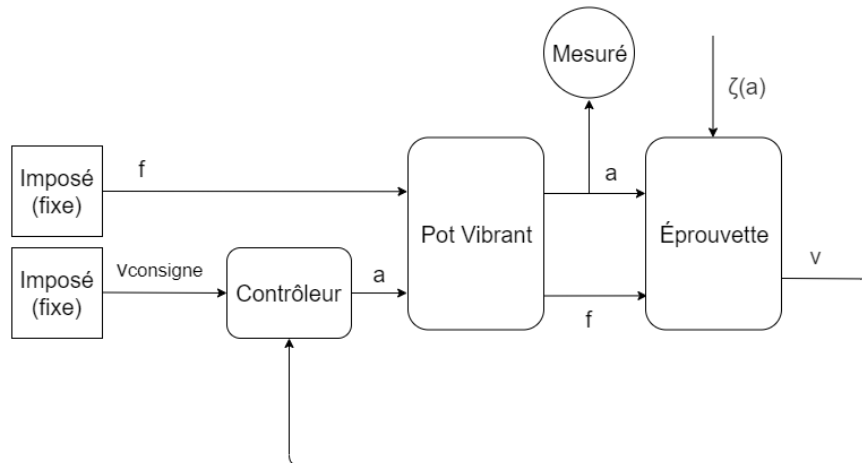


Figure 2.24 Contrôle par vitesse

Dans le cas d'un étalonnage en accélération, il faut simplement imposer l'accélération identifiée lors de la phase de calibration comme illustré sur la figure 2.22. Cependant, le taux d'amortissement intervient entre l'accélération imposée par le pot et la déformation obtenue en zone de fatigue (voir figure 2.25). Par conséquent, il faut vérifier que le taux d'amortissement est similaire avant et après avoir retiré les jauges afin de valider la calibration effectuée et l'utiliser en contrôle durant l'essai. L'avantage de cette méthode est qu'elle n'implique pas le contrôleur de vitesse et s'affranchit donc des défis liés à sa stabilité. Son inconvénient principal est que la contrainte imposée diminue lorsque l'endommagement altère la fréquence de résonance de l'éprouvette.

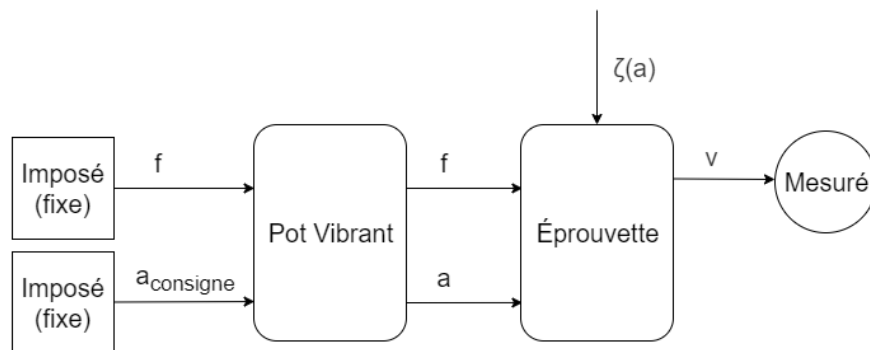


Figure 2.25 Contrôle en accélération

À l'issue de cette analyse, la question principale est la suivante :

Quelle méthodologie de contrôle choisir pour conduire des essais de fatigue à amplitude de contrainte cyclique constante ?

La revue suivante concernant les critères d'arrêt permettra de compléter la compréhension de cette question.

2.4.3.3 Critère d'arrêt

Le critère d'arrêt est un seuil utilisé afin de déterminer un endommagement 'suffisant' de l'éprouvette représentatif de sa rupture en fatigue. La rupture étant difficilement réalisable en fatigue vibratoire, la formation d'une fissure longue d'une taille de plusieurs de centaines de micromètres est considérée comme le critère d'arrêt. Mesurer la longueur de fissure lors de l'essai n'étant pas envisageable, le critère d'arrêt est classiquement basé sur les variables mesurées qui dépendent du pilotage choisi lors de l'essai (fréquence, vitesse ou accélération).

Dans tous les cas, c'est une chute de fréquence propre causée par la diminution de raideur de l'éprouvette qui est mesurée, directement ou indirectement.

La figure 2.26 illustre le déplacement du pic de résonance donnant lieu, selon le type de contrôle, simplement à une diminution de réponse en vitesse (contrôle en accélération), ou bien une augmentation de l'amplitude d'accélération afin de compenser et conserver la consigne de vitesse (contrôle en vitesse).

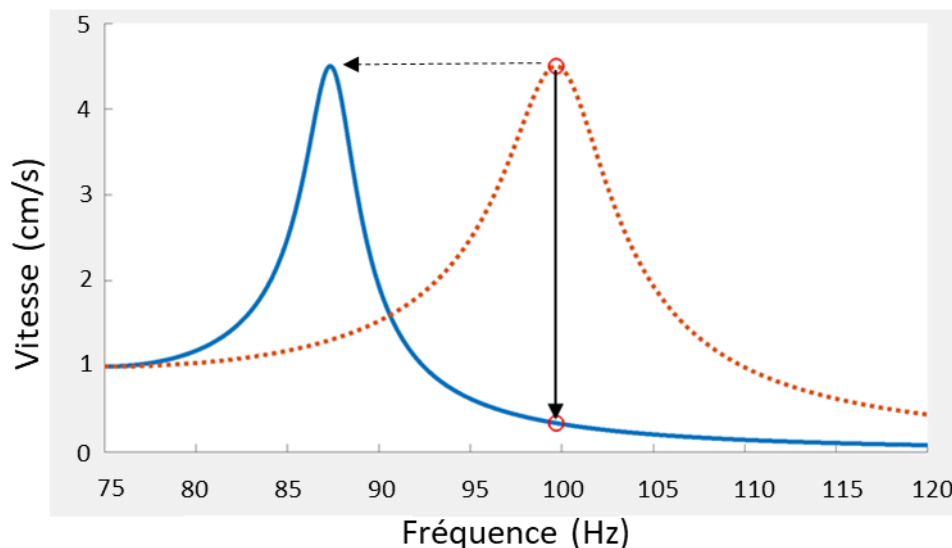


Figure 2.26 Chute de vitesse mesurée en fin d'essai liée au déplacement du pic de résonance. En contrôle par accélération, la vitesse diminue simplement. En contrôle par vitesse, le contrôleur répond à cette chute de vitesse en augmentant l'amplitude d'accélération du pot vibrant.

Le critère d'arrêt étant basé sur une chute de la fréquence de résonance (ou de l'une de ses conséquences) et non sur la rupture de l'échantillon, un choix doit être fait : quel changement de fréquence est suffisant pour le considérer comme un critère d'arrêt donnant des résultats comparables à ceux des méthodes non vibratoires ? Dans le travail de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004), le déplacement soudain de la fréquence de résonance observé expérimentalement, suivant un changement plus graduel durant l'essai, est pris comme critère d'arrêt. Ceci dit, il n'y a pas de comparaison explicite des résultats issus de ce critère à d'autres méthodes, même si la courte durée de la phase finale de propagation est invoquée afin de justifier ce choix.

Xu *et al.* (Xu, Yang, & Zongh, 2018) proposent d'étudier ce défi directement, et de tenter de déterminer une justification rigoureuse de leur critère d'arrêt. D'abord ils constatent la variété quantitative de critères d'arrêt présents dans la littérature, souvent déterminés expérimentalement. Notons que si les valeurs sont différentes, elles sont presque toujours obtenues en se basant sur le critère qualitatif de changement 'soudain' de la fréquence. Le travail de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004) est cité, avec une valeur de changement de fréquence de résonance de 0,5 %. Bruns *et al.* (Bruns J, 2015) rapportent quant à eux une valeur de 0,1 %. Fan *et al.* (Fan W, 2011), dans leur revue comparative concernant l'identification d'endommagement dans les essais de fatigue vibratoire, concluent qu'un changement bien plus grand de l'ordre de 5 % est nécessaire avant de pouvoir établir avec confiance qu'un endommagement suffisant a eu lieu. Des valeurs plus moyennes sont obtenues par Cesnik et Capponi (Česnik, Slavič, & Boltežar, 2012) (L., Česnik, Slavič, Cianetti, & Boltežar, 2017), allant jusqu'à 2,5 % au maximum. Ellyson *et al.* déterminent une valeur semblable de 2 % (Ellyson, Brochu, & Brochu, Characterization of bending vibration fatigue of SLM fabricated Ti-6Al-4V, 2017), (Ellyson, Chekir, Brochu, & Brochu, 2017).

Xu *et al.* proposent alors de calculer à l'aide d'un modèle numérique la chute de fréquence en fonction de la taille de fissure pour un spécimen de flexion qui est fabriqué et testé afin de valider leur méthodologie. La conclusion de ces travaux est que la variation de la fréquence de résonance est très sensible à la position de la fissure dans l'éprouvette ainsi qu'à la forme de l'éprouvette utilisée.

Pour résumer, il est possible soit de modéliser la chute de fréquence numériquement par la méthode proposée par Xu afin de déterminer *a priori* le critère d'arrêt à utiliser, soit exécuter un nombre

assez grand d'essai en utilisant la même méthodologie de contrôle et des éprouvettes de géométries semblables afin de quantifier expérimentalement la variation 'soudaine' de la variable mesurée.

Une méthode alternative plus lourde consiste à arrêter périodiquement l'essai afin d'inspecter la surface avant de continuer. L'essai est alors arrêté définitivement lorsque des fissures sont observées.

La question concernant le critère d'arrêt est donc :

Quelle grandeur mesurable choisir comme critère d'arrêt de l'essai ? Ce critère devra être capable de détecter la présence d'une fissure longue au sein de la structure.

2.5 Objectifs spécifiques

Pour résumer, les objectifs spécifiques principaux découlant de la revue de littérature effectuée sont :

1. Quelle plage de multiaxialité peut être générée sur une tôle via l'utilisation d'un pot vibrant ?
2. Quelle est la sensibilité du 2024-T3 aux essais à haute fréquence ?
3. Quelle est la méthode de contrôle optimale pour conduire des essais de fatigue en amplitude de contrainte cyclique imposée ?
4. Quelle grandeur mesurable choisir comme critère d'arrêt de l'essai ? Ce critère devra être capable de détecter la présence d'une fissure longue au sein de la structure.

CHAPITRE 3 APPROCHE SCIENTIFIQUE

Ce court chapitre présente très brièvement la méthodologie générale employée afin de répondre aux questions scientifiques posées dans la revue de littérature.

Dans un premier temps, les éprouvettes proposées par Georges *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004) seront récupérées et modifiées afin d'augmenter leur fréquence de résonance de manière à accélérer les essais. Ces éprouvettes modifiées serviront de point de départ de la méthodologie en permettant de découvrir les points critiques liés à la mise en place d'un essai de fatigue sur pot vibrant. Elles seront utilisées pour effectuer les premières calibrations en vitesse et en accélération ainsi qu'un essai de fatigue si possible.

Une fois que le montage est mis en place et que les variables importantes sont mises en évidence par ces essais préliminaires, il sera temps de passer à la conception d'éprouvettes dans le but de découvrir la plage de taux de biaxialité pouvant être obtenue sur une tôle via l'utilisation d'un pot vibrant (objectif spécifique 1). Des critères de conception basés sur les essais préliminaires seront établis et un processus de conception itératif sera exécuté. Idéalement, il est souhaité d'obtenir des éprouvettes permettant d'effectuer des essais à différentes fréquences afin de répondre au 2^e objectif spécifique. Dans le cas contraire, il faudra se baser sur des comparaisons des tenues en fatigue mesurées à celles rapportées dans la littérature à d'autres fréquences.

Pour valider la conception numérique des éprouvettes et répondre aux deux derniers objectifs spécifiques concernant le contrôle et le critère d'arrêt, des éprouvettes seront usinées, calibrées et éprouvées. Cette étape permettra une comparaison expérimentale directe des différentes méthodes de contrôle-calibration ainsi que des critères d'arrêt pouvant être employés.

CHAPITRE 4 ESSAIS DE FAISABILITÉ

Afin de déterminer la faisabilité et les éventuelles limites des essais de fatigue vibratoire sur tôle, des premiers essais ont été réalisés en se basant sur les géométries disponibles dans la littérature (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). L'objectif ici est également de prendre en main la méthodologie expérimentale avec le matériel disponible à Polytechnique Montréal.

Des analyses modales et harmoniques sont effectuées dans cette partie afin d'analyser le comportement vibratoire des éprouvettes. Suite à cela, le taux d'amortissement, la fréquence propre des éprouvettes ainsi que l'accélération maximale pouvant être générée par le pot sont mis en évidence en tant que facteurs principaux contraignant la conception des éprouvettes et la faisabilité de l'essai.

4.1 Méthodologie spécifique

4.1.1 Moyens expérimentaux

Les composants du montage expérimental mis en place sont illustrés à la figure 4.1.

Le pot vibrant utilisé pour l'ensemble des essais de ce projet est le Sentek Dynamics 6 kN. Ce pot peut générer une accélération harmonique d'amplitude maximale 100 g, une force maximale de 6 kN, et dans une gamme de fréquence allant de 5 à 5000 Hz. Un accéléromètre PCB est utilisé pour le contrôle d'accélération du pot vibrant.

Pour mesurer la vitesse sur la surface de l'éprouvette, un vibromètre laser Polytec OFV-505 et un contrôleur OFV-5000 sont utilisés. Cet équipement permet de mesurer des vitesses allant jusqu'à 500 mm/s.

Pour obtenir une mesure directe de l'état de contrainte dans la zone où la déformation est maximale (zone de fatigue), une jauge uniaxiale ou bien une rosette composée de 3 jauges est installée sur l'éprouvette. Les jauges simples sont des CEA-13-125UN-350 de longueur 3,18 mm. Les rosettes choisies sont des CEA-06-062UR-350 de longueur 1,57 mm par jauge et de 5,64 mm au total. La taille est choisie de manière à ce que l'effet de moyenne de la déformation mesurée sur la surface de la jauge reste tolérable. Le système d'acquisition NI-9237 permet de mesurer la déformation avec une fréquence allant jusqu'à 10 kHz, ce qui est suffisant pour capter la déformation maximale atteinte lors d'un cycle de sollicitation.

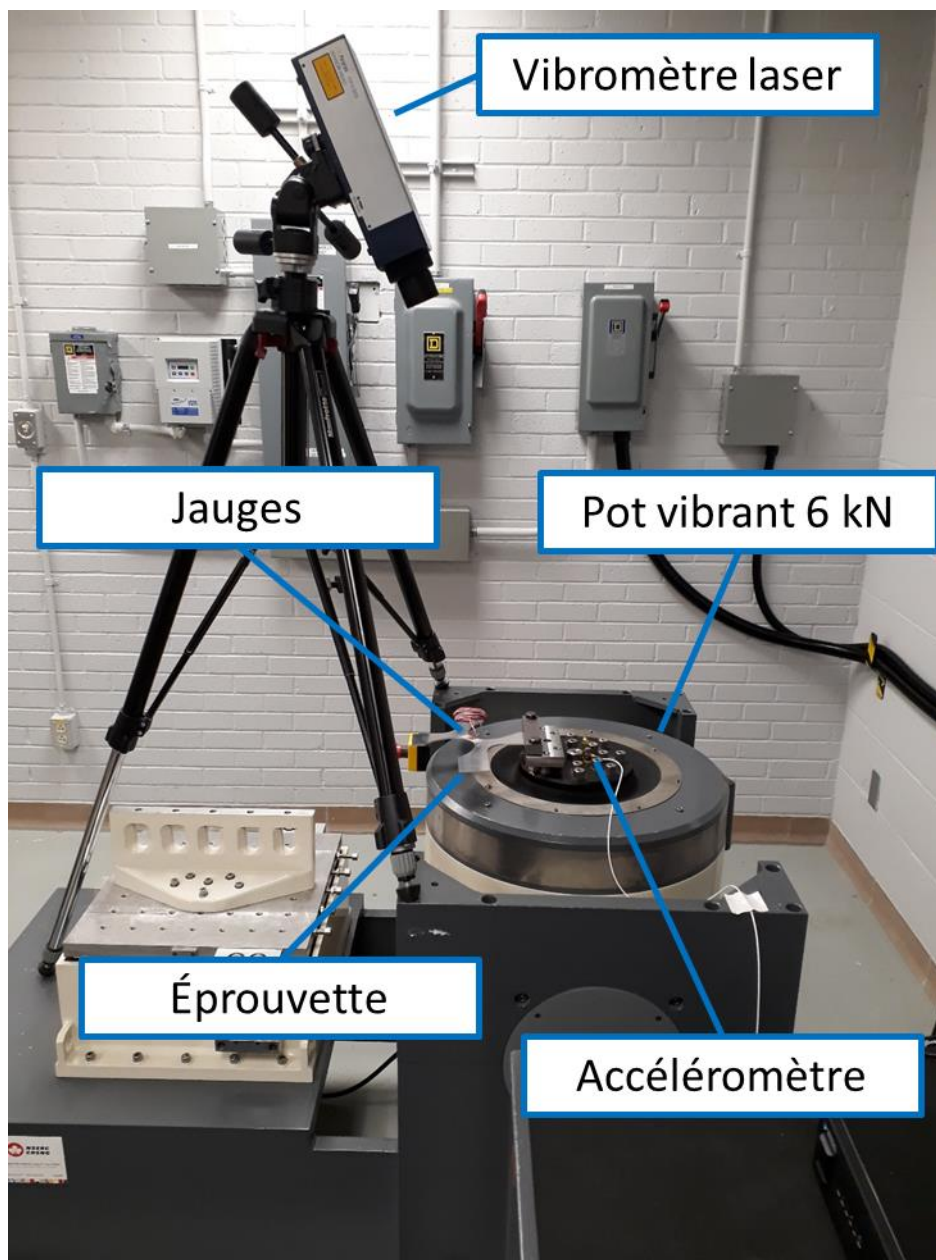


Figure 4.1 Montage expérimental

4.1.2 Analyse numérique

Afin de prédire le comportement vibratoire des éprouvettes testées, des analyses modales et harmoniques par éléments finis ont été réalisées sur le logiciel Ansys. Ces analyses et leur utilité sont donc brièvement présentées ici.

Une analyse modale par éléments finis nécessite de connaître dans le cas présent 4 informations : le matériau (densité et comportement en élasticité linéaire), l'épaisseur de plaque, la géométrie 2D,

ainsi qu'une condition aux limites au bord encastré. Cette analyse permet d'obtenir les déformées modales, les fréquences propres correspondantes, ainsi que l'état de contrainte sur toute la surface de l'éprouvette, pour les N premiers modes de vibration. Les analyses modales sont utilisées ici principalement pour prédire la fréquence propre du mode vibratoire d'intérêt des éprouvettes conçues ainsi que pour vérifier le champ de contrainte obtenu. Cette analyse ne permet en revanche pas d'établir le lien entre l'accélération du pot et la contrainte dans la zone utile de l'éprouvette car elle ne considère pas les éventuelles pertes d'énergie caractérisées par le taux d'amortissement.

Les caractéristiques du matériau utilisées pour les simulations sont résumées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 Caractéristiques de l'alliage d'aluminium 2024-T3

Module de Young : E	Coefficient de Poisson : ν	Densité : ρ
73,1 GPa	0,33	2780 kg/m ³

Étant donné la géométrie des éprouvettes utilisées, des éléments coques de type SHELL181 ont été utilisés. La figure 4.2 suivante illustre la condition aux limites d'encastrement pour dans l'analyse modale de l'éprouvette biaxiale modifiée de Georges *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

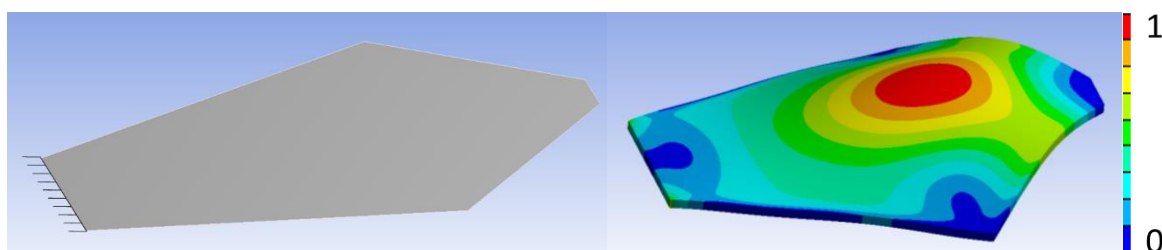


Figure 4.2 a) Mise en données avec le bord encastré b) Déformée avec la contrainte équivalente de Von Mises normalisée (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Si le taux d'amortissement est connu, une analyse harmonique peut être effectuée. Il est dans ce cas nécessaire d'introduire, en plus des 4 données d'entrée de l'analyse modale, le taux d'amortissement, l'amplitude d'accélération et la fréquence d'excitation. Dans le logiciel Ansys, un taux d'amortissement global de la structure est imposé. L'accélération est appliquée au bord encastré.

Cette analyse permet de calculer l'amplitude de contrainte équivalente maximale obtenue en zone de fatigue et donc d'évaluer la faisabilité de l'essai en se basant sur l'accélération maximale pouvant être générée par le pot vibrant et sur une valeur du taux d'amortissement. Un exemple de résultat d'analyse harmonique est illustré à la figure 4.3.

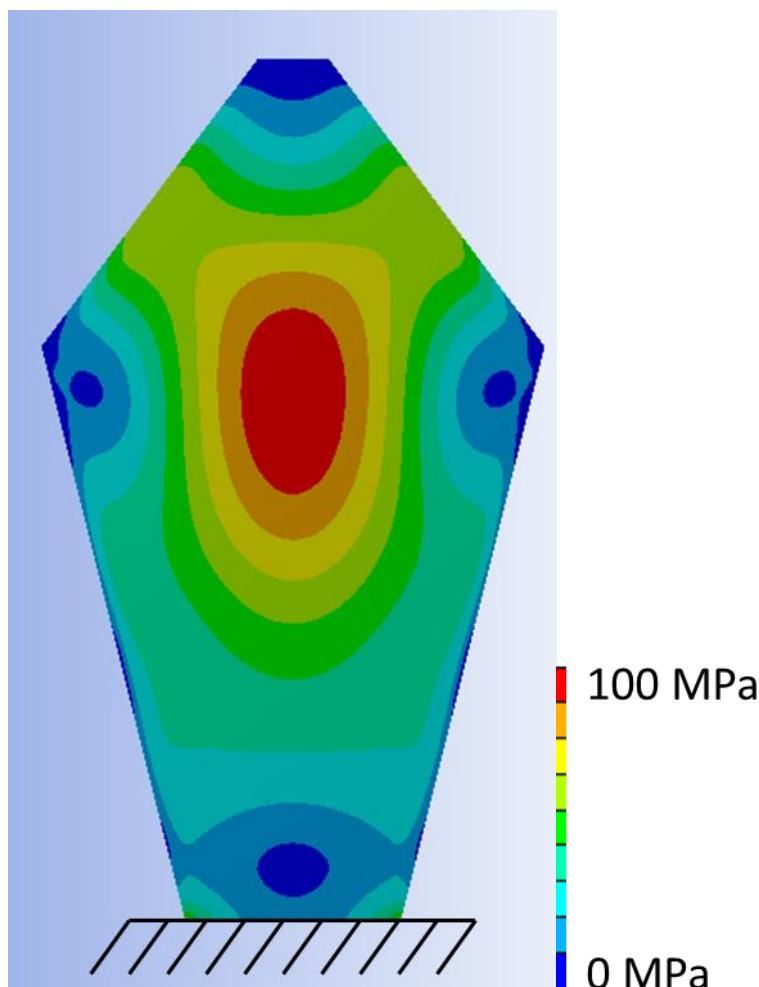


Figure 4.3 Exemple de résultat d'analyse harmonique pour $a = 100\ g$ et un taux d'amortissement de 0,02 % : champ de contrainte équivalente de Von Mises (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Pour les analyses modales et harmoniques menées, des tests de convergence ont été effectués afin de vérifier que la taille des éléments est adaptée. Étant donné que toutes les géométries étudiées n'incluent pas d'irrégularité géométrique locale, il n'a pas été nécessaire de réduire à des tailles très petites de maille pour observer la convergence.

4.1.3 Éprouvettes

Dans le travail de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004), deux géométries sont proposées, l'une pour donner lieu à un état de contrainte uniaxial et la seconde un état de contrainte biaxial avec un taux de biaxialité de 0,59. Étant donné qu'il s'agit de flexion vibratoire, les essais sont réalisés à $R = -1$. Ces deux spécimens d'épaisseur 3,1 mm (1/8") résonnent, pour le mode vibratoire d'intérêt et avec le matériau utilisé dans l'article (Aluminium 6061-T6) à environ 1300-1600 Hz. La taille des éprouvettes biaxiales utilisées est assez grande et de l'ordre de 244 mm de longueur. Afin d'investiguer l'utilisation d'éprouvettes de dimensions plus réduites et des fréquences de sollicitation plus élevées, les éprouvettes de George *et al.* ont été redimensionnées en conservant une épaisseur de 3,1 mm. Le matériau étudié étant également de l'aluminium, l'impact du passage de l'alliage d'aluminium 6061-T6 au 2024-T3 modifie seulement le niveau de contrainte à la limite d'endurance et non les modes vibratoires.

Une analyse modale par éléments finis est effectuée avec les géométries de George *et al.* en spécifiant les propriétés du 2024-T3 et une épaisseur de plaque de 3,1 mm. Ensuite, la taille des éprouvettes est réduite par homothétie afin d'élever leur fréquence de résonance pour le mode vibratoire d'intérêt jusqu'à 4500 Hz. Cette fréquence est choisie car elle est proche de la fréquence maximale d'excitation que le pot peut générer. Après l'optimisation, la longueur de l'éprouvette biaxiale est divisée par un facteur proche de deux (244 → 134 mm). Pour l'éprouvette uniaxiale, le même raisonnement a été suivi et la longueur de l'éprouvette est également divisée par un facteur proche de 2 (114 → 68 mm). Les fréquences propres des 8 premiers modes de vibration de chaque éprouvette sont résumés dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 Fréquences propres des deux éprouvettes. Les modes de vibration visés sont surlignés en vert.

Mode	Uniaxial (Hz)	Biaxial (Hz)
1	584,0	149,6
2	1390,5	627,5
3	3521,9	1004,3
4	4500,9	1650,1
5	5034,6	2645,9
6	7821,3	2706,9
7	8709,8	4500,7
8	10030	5079,1

C'est en suivant ce raisonnement que les 2 premières géométries présentées à la figure 4.4 ont été obtenues.

4.1.4 Instrumentation et protocole

La figure 4.4 montre le point de mesure de vitesse choisi pour le vibromètre laser (cercle rouge) ainsi que la position de la jauge installée sur l'éprouvette de flexion uniaxiale (rectangle orange).

Afin d'évaluer la faisabilité des essais, chacune de ces éprouvettes est découpée au jet d'eau dans une plaque de 2024-T3 d'épaisseur 3,1 mm. Ensuite, l'éprouvette uniaxiale est instrumentée et les étalonnages en vitesse et en accélération sont effectués. Ces protocoles décrits dans la revue de littérature ont pour premier objectif de déterminer l'amplitude de déformation - et de contrainte – cyclique maximale pouvant être atteinte. Un second objectif est de vérifier la faisabilité et les limites des étalonnages par accélération et par vitesse.

Pour l'éprouvette biaxiale, seule la vitesse est mesurée dans le but d'évaluer le taux d'amortissement. Ce dernier alimente ensuite une analyse harmonique par éléments finis permettant d'évaluer indirectement l'amplitude de contrainte cyclique maximale pouvant être atteinte.

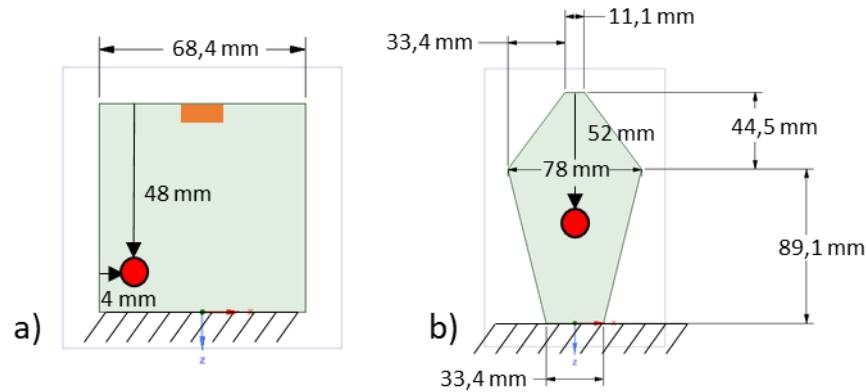


Figure 4.4 Géométries des spécimens a) uniaxial et b) biaxiale testés à $f = 4500 \text{ Hz}$, le point rouge précise le point de mesure de vitesse, le rectangle orange la position de la jauge de déformation.

4.1.5 Amplitudes de contrainte cyclique équivalente visées

L'objectif de ces essais est d'observer la rupture dans le domaine de 1-10 millions de cycles. Il faut donc pouvoir atteindre une amplitude de contrainte cyclique correspondant à la résistance du 2024-T3 à 1 millions de cycles.

Pour le 2024-T3, les essais effectués par Mayer (Mayer, 2006) montrent que les contraintes en torsion T-1 et en traction compression S-1 à ce nombre de cycles sont respectivement de 130 et 190 MPa et donc à des contraintes de Von Mises de 220 et 190 MPa respectivement. La valeur de 190 MPa excède légèrement les 160 MPa provenant des données des essais uniaxiaux du 2024-T3 (Rice, Jackson, Bakuckas, & Thompson, 2003).

Par conséquent, il faut pouvoir - au minimum - atteindre environ 200 MPa de contrainte équivalente de Von Mises avec une certaine marge supplémentaire afin de valider la méthodologie développée.

4.2 Essais et résultats

4.2.1 Éprouvette uniaxiale

Le spécimen est positionné entre les mors et une déformation de $20\text{ }\mu\epsilon$ due au serrage est mesurée dans la zone utile. Cette déformation est acceptable et considérée comme négligeable car elle représente 0,7 % de la déformation prévue en essai de fatigue ($\sim 2750\text{ }\mu\epsilon$ soit environ 200 MPa pour 10^6 cycles). Un balayage harmonique à une vitesse de 1 Hz/s est ensuite mené dans l'intervalle de fréquence [4000-4900 Hz] et la fréquence de résonance du mode vibratoire d'intérêt est observée expérimentalement à $f = 4361\text{ Hz}$. Étant donné que la fréquence propre théorique est égale à 4500 Hz, cela correspond à une erreur de 3,1 %, ce qui reste acceptable. Des balayages à différents niveaux d'accélération sont effectués. Pour chaque balayage, la déformation ainsi que la vitesse maximales sont mesurées. Les résultats obtenus sont synthétisés sur les graphiques de la figure 4.5.

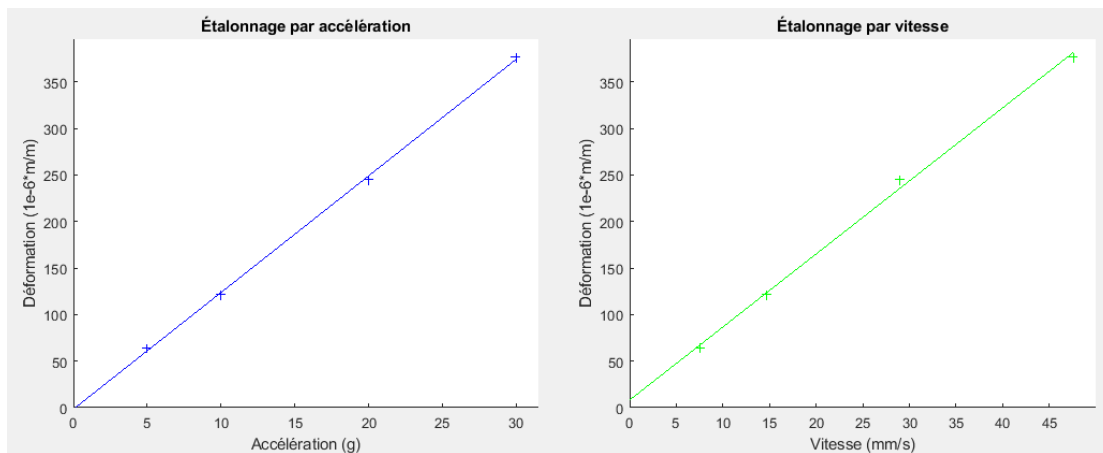


Figure 4.5 Courbes d'étalonnage du spécimen uniaxial HF

D'après les régressions linéaires, $\varepsilon = 7,85 \times v + 8$ pour l'étalonnage en vitesse et $\varepsilon = 12,53 \times a - 1,6$ pour l'étalonnage par accélération avec ε en $\frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$, v en mm/s et a en g . Si une relation linéaire est supposée entre les amplitudes d'accélération à la base du spécimen et de déformation maximale mesurée en zone de fatigue, il faudrait produire une accélération de $\sim 220\text{ g}$ afin d'obtenir les $2750\text{ }\mu\epsilon$ (soit environ 200 MPa) nécessaires pour un essai à 10^6 cycles. Le pot vibrant ne peut produire que 100 g au maximum. De plus, en prenant en compte le poids non-nul du montage, l'accélération maximale diminue jusqu'à environ 85 g. Il n'est donc pas possible de tester le spécimen redimensionné. Il est également important de noter que l'hypothèse de la relation linéaire

entre la déformation et l'accélération est optimiste car le taux d'amortissement risque d'augmenter avec le niveau d'accélération imposé.

Afin d'expliquer le faible niveau de déformation obtenu à 30 g, le taux d'amortissement a été estimé par la méthode de demi-puissance. Celle-ci se base sur la FRF du système et une valeur de $\zeta = 0,10 \%$ est alors obtenue (figure 4.6).

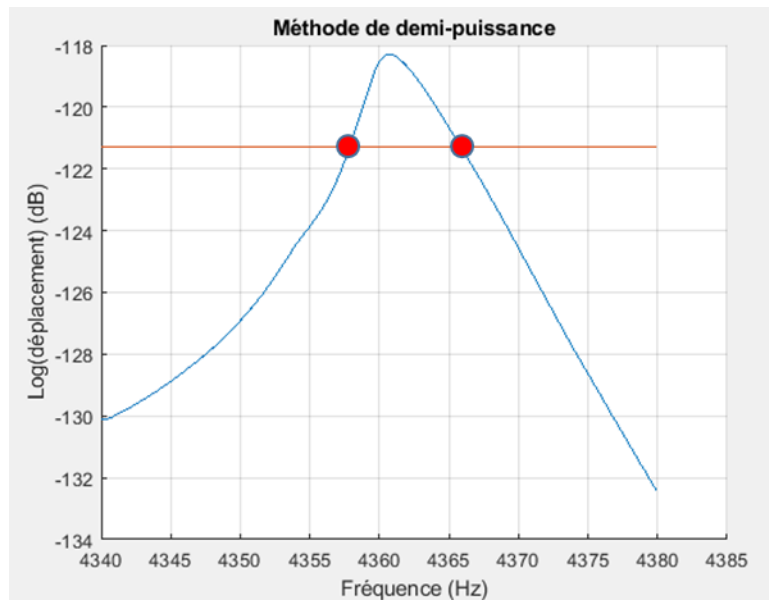


Figure 4.6 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique : les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.

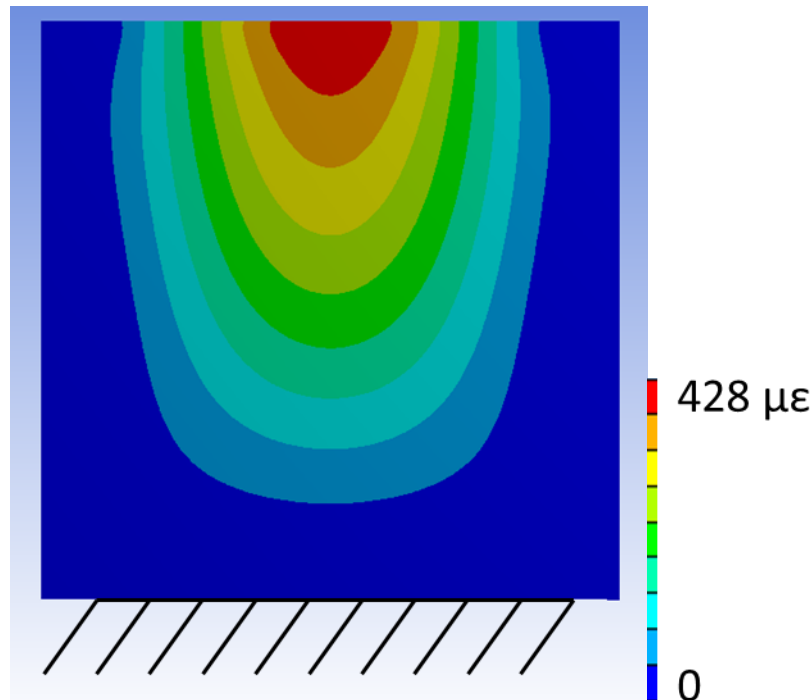


Figure 4.7 Exemple de résultat d'analyse harmonique pour $a = 30\text{ g}$ et un taux d'amortissement de 0,10 % : champ de déformation normale (amplitude maximale sur 1 cycle). Géométrie conçue par George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004).

Cette valeur est approximative mais elle permet néanmoins de valider l'hypothèse que c'est le taux d'amortissement qui est à l'origine des faibles amplitudes de déformation cyclique générées. En injectant cette valeur dans l'analyse harmonique par éléments finis (figure 4.7), pour $a = 30\text{ g}$, la déformation obtenue est de $\varepsilon = 428\text{ }\mu\text{ε}$ ce qui est proche de la valeur expérimentale de $\varepsilon = 374\text{ }\mu\text{ε}$.

4.2.2 Éprouvette biaxiale

Pour l'éprouvette biaxiale, un balayage harmonique est effectué dans l'intervalle [4350-4550 Hz] et donne lieu à la mesure de la fréquence de résonance expérimentale $f = 4478\text{ Hz}$, très proche de la fréquence de résonance prédite numériquement de 4500 Hz. Avant d'instrumenter l'éprouvette de jauges, la méthode de demi-puissance (figure 4.8) a été utilisée afin d'estimer le taux d'amortissement du système et donc la faisabilité de l'essai: une valeur de $\zeta = 0,47\text{ }\%$ est alors obtenue.

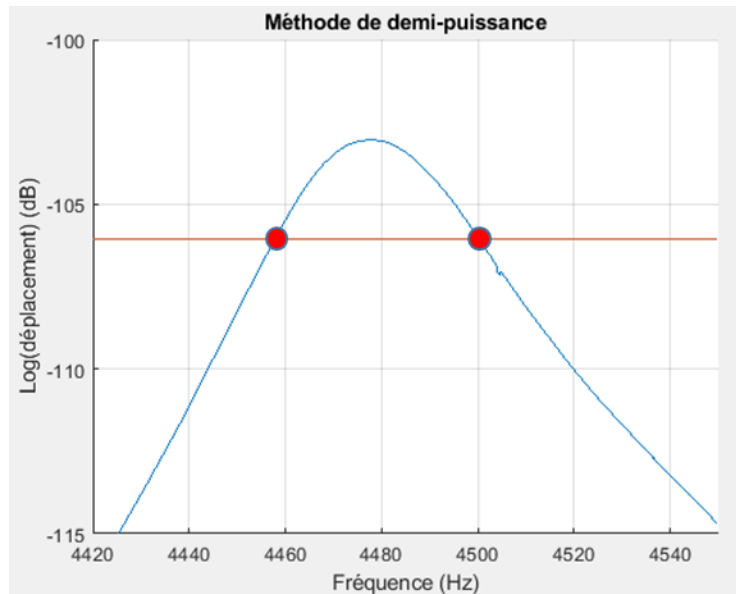


Figure 4.8 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique : les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.

Avec un tel taux d'amortissement, l'analyse harmonique par éléments finis détermine que la contrainte équivalente de Von Mises n'atteindra que 5 MPa en zone de fatigue, même avec une accélération à la base de 100 g tel qu'indiqué sur la figure 4.9. Cela est nettement insuffisant pour causer un bris en fatigue même à 10^7 cycles.

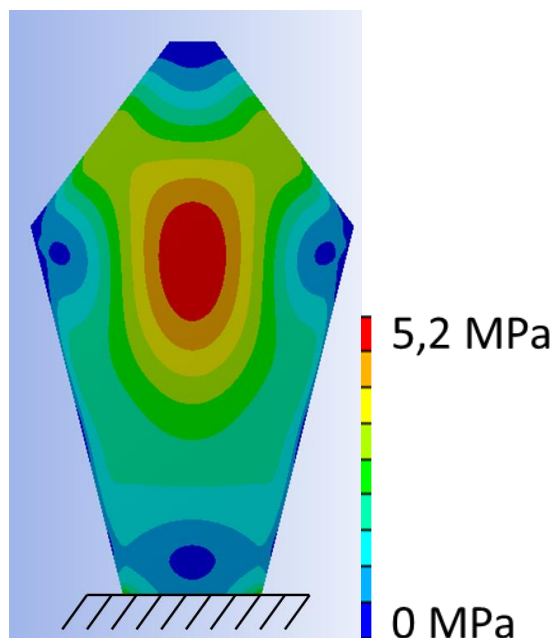


Figure 4.9 Contrainte équivalente de Von Mises sur la surface du spécimen biaxial HF (amplitude maximale sur 1 cycle).

Ces premiers essais montrent l'importance du taux d'amortissement quant à la faisabilité de l'essai.

4.3 Conclusions

Suite à cette étude, le taux d'amortissement a été identifié comme un facteur limitant important, étant donné l'accélération maximale pouvant être fournie par le pot vibrant. De plus, il est difficile de faire varier la valeur du taux d'amortissement pour une géométrie d'éprouvette donnée.

Il est possible d'augmenter la contrainte équivalente maximale en zone de fatigue pour une accélération et un taux d'amortissement fixes en réduisant la fréquence de résonance du mode vibratoire d'intérêt d'une éprouvette donnée. En effet, des analyses harmoniques effectuées sur des versions à différentes fréquences d'une même géométrie (par homothétie) donnent approximativement la relation suivante : $\varepsilon \propto \frac{1}{f}$. La déformation maximale en zone de fatigue est environ inversement proportionnelle à la fréquence propre du mode vibratoire étudié.

Cela dit, même en revenant aux dimensions d'éprouvettes et fréquences utilisées par George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004), soit environ un millier de Hz, il n'est pas possible d'obtenir les amplitudes de contrainte cyclique visées avec le pot vibrant de 6 kN et un taux d'amortissement $\zeta = 0,45 \%$. Cela pourrait s'expliquer par la force maximale supérieure (~ 27 kN)

offerte par le pot utilisé par George *et al.* Pour illustrer cette difficulté, une analyse harmonique est effectuée avec les dimensions de l'éprouvette biaxiale de George *et al.* On obtient alors, à $a = 100\text{ g}$ et $\zeta = 0,45\%$, une amplitude de contrainte cyclique maximale de $\sim 17\text{ MPa}$, ce qui est très insuffisant.

Une autre piste serait d'augmenter encore les dimensions des éprouvette pour augmenter la déformation maximale et diminuer la fréquence de sollicitation. Avec notre pot de 6 kN et un taux d'amortissement de $\zeta = 0,45\%$, des analyses harmoniques montrent qu'il faudrait des éprouvettes d'une taille beaucoup plus grande, de l'ordre de 80 cm de longueur pour être testées via notre pot. Cette grande dimension génèrerait d'autres défis de conception dont le dépassement du couple maximal appliqué au pot vibrant par le montage ainsi que le coût des éprouvettes.

Il est donc nécessaire de concevoir une nouvelle géométrie d'éprouvette permettant d'effectuer des essais à une centaine de Hz afin d'atteindre plus facilement les amplitudes de contrainte cyclique requises par les essais de fatigue avec une accélération inférieure à 85 g et un taux d'amortissement de l'ordre de 0,5 %. De plus, ces géométries doivent permettre d'atteindre ces valeurs de fréquence propre relativement basses sans excéder une trentaine de cm de longueur.

Étant donné l'incertitude quant à la valeur de taux d'amortissement qui sera mesurée avec ces nouvelles éprouvettes, et la variation incertaine du taux d'amortissement avec le niveau d'accélération imposé, une conception donnant une amplitude de contrainte équivalente de Von Mises cyclique plus grande que celle visée – 200 MPa – est préférable pour assurer la faisabilité de l'essai.

CHAPITRE 5 NOUVELLE GÉOMÉTRIE

Un objectif important de ce projet est de développer une méthodologie permettant de tester la tenue en fatigue à 10^6 cycles d'un métal avec différents taux de biaxialité à l'aide d'éprouvettes de flexion découpées dans une plaque. Si une large plage de taux de biaxialité peut être testée, alors les résultats obtenus pourront être utilisés pour calibrer un critère de fatigue multiaxial tel que le critère de Dang Van. Cela permettra alors de prédire la tenue en fatigue à un nombre de cycles donné pour une grande variété de chargements multiaxiaux.

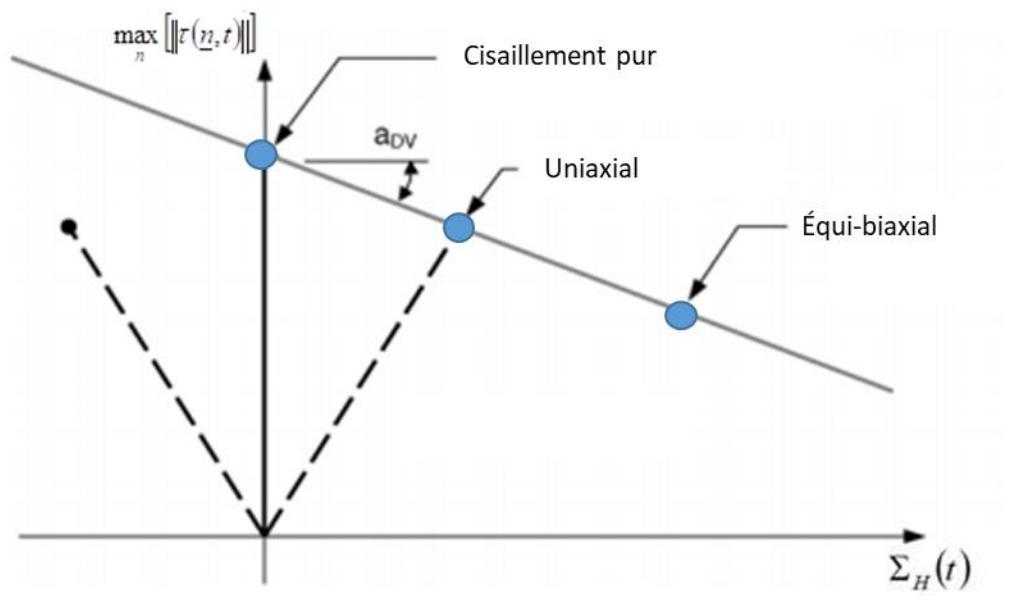


Figure 5.1 Diagramme de Dang Van et position du point extrême de différents types de chargement purement alternés. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).

La figure 5.1 présente trois exemples de chargement constituant une large plage de multiaxialité. Deux états de contrainte constituent les cas extrêmes de chargement purement alternés théoriquement impossibles sur une tôle : le cisaillement pur et l'équi-biaxialité. L'état de contrainte uniaxial se trouve entre ces deux extrêmes.

Dans ce chapitre, la méthodologie de conception sera d'abord présentée. Cette dernière est constituée des critères de conception des éprouvettes ainsi que du protocole de conception employé afin de répondre aux critères définis. Ensuite, les géométries déterminées sont présentées et leur comportement vibratoire est analysé via des simulations numériques. Le cheminement de

conception permettant d'obtenir des états de contrainte variés par modification de géométrie et par changement de mode vibratoire est également exposé.

5.1 Méthode de conception

5.1.1 Critères de conception

Cette partie présente les critères guidant la conception des éprouvettes. Ces critères sont constitués de requis mais aussi de contraintes liées aux limitations de l'équipement disponible par exemple.

5.1.1.1 Fréquence et taille

- Requis : Les fréquences propres des éprouvettes doivent être proches de la centaine de Hz afin de maximiser l'amplitude de contrainte cyclique pouvant être atteinte à l'aide du pot vibrant.
- Contrainte : Il faut aussi que la taille des éprouvettes à ~100 Hz ne dépasse pas une trentaine de cm afin d'éviter les complications de mise en place associées aux éprouvettes de taille importante.

5.1.1.2 État de contrainte

Il est souhaitable de concevoir des éprouvettes permettant de balayer la plage d'états de contrainte présentée précédemment. De plus, l'état de contrainte obtenu par les géométries d'éprouvette à déterminer doit satisfaire plusieurs critères.

- Critère 1 :
 - Requis : il est souhaité d'obtenir des amplitudes de contrainte équivalente cyclique en zone de fatigue assez importantes pour permettre l'essai de fatigue. Plus précisément, cela signifie qu'une contrainte de Von Mises supérieure à 200 MPa doit pouvoir être obtenue, correspondant à une durée de vie $< 10^6$ cycles pour l'aluminium 2024-T3 d'après les données de fatigue multiaxiale obtenues (Rice, Jackson, Bakuckas, & Thompson, 2003).
 - Contrainte : Les contraintes liées à ce requis sont l'amortissement et l'accélération : l'accélération nécessaire doit être < 85 g (accélération maximale permise par le pot

vibrant), pour un taux d'amortissement fixé. Le taux d'amortissement qui sera utilisé dans la conception est égal à 0,45 % car cette valeur est proche du cas le plus défavorable observé.

- Critère 2 :

- Contrainte : il est important de s'assurer que l'amplitude de contrainte équivalente cyclique est suffisamment élevée en zone de fatigue par rapport à la contrainte aux mors. Cela s'explique par le fait que s'il existe des zones à haute amplitude de contrainte cyclique sur la surface de l'éprouvette hors de la zone de fatigue, alors des fissures pourraient s'amorcer puis se propager à ces endroits, modifiant la dynamique de l'échantillon, et mettant fin à l'essai sans que la zone d'intérêt n'ait été testée jusqu'au bout. Pour quantifier ce critère, la contrainte maximale aux mors notée σ_{VM_m} est déterminée. Le rapport $\alpha = \frac{\sigma_{VM_max}}{\sigma_{VM_m}}$ est ensuite calculé. Les conceptions ayant un rapport α plus important sont préférables. Plus précisément, dans la norme ASTM E466, le coefficient α recommandé, en se basant sur des règles de bonnes pratique, est égal à 2. Dans le cadre de ce projet, α devra donc être supérieur à 2.

- Critère 3 :

- Contrainte : Au-delà de ces critères de base de faisabilité, il est souhaité d'obtenir une zone de fatigue où le champ de contrainte est relativement homogène sur plus de quelques millimètres au minimum. L'objectif ici est de caractériser un volume significatif de matière tout en s'affranchissant des effets éventuels de gradients. Cela facilite également les mesures de déformation par rosette de jauges puisque les 3 jauges, placées à des positions légèrement différentes les unes des autres, mesurent malgré tout le même champ de déformation local.

- Critère 4 :

- Requis : La rupture doit avoir lieu dans la zone utile, donc instrumentée, car c'est à cet endroit que l'amplitude de contrainte cyclique réelle est connue. De plus, la région calibrée doit être loin des bords car la résistance à l'amorçage des fissures

aux arêtes est différente de la résistance intrinsèque du matériau. Par conséquent, la zone de fatigue ne doit si possible pas être en contact avec les bords de l'éprouvette.

5.1.2 Protocole de conception

Un certain nombre d'éprouvettes biaxiales utilisées dans la littérature dans des montages non vibratoires utilisent une géométrie cruciforme. Un processus de conception itératif basé sur une géométrie d'éprouvette cruciforme a alors été suivi afin d'aboutir à une géométrie adaptée au besoin de l'étude. La démarche manuelle suivie peut être synthétisée de la manière suivante :

- Proposition d'une géométrie
- Réalisation d'une analyse modale par éléments finis afin de déterminer l'état de contrainte et la fréquence propre associée. Modifications de la géométrie suite à cette évaluation, telles que :
 - Variation des longueurs des branches de la croix
 - Enlèvements de matière elliptiques et ajustement de la taille/position de ces derniers
 - Variation de la fréquence de résonance par homothétie
- Réalisation d'une autre analyse modale afin d'évaluer les effets des modifications apportées quant aux critères de conception prédéfinis sauf le 1^{er}.
- Réalisation d'une analyse harmonique afin de valider le 1^{er} critère.

La figure 5.2 récapitule le protocole de conception itératif suivi

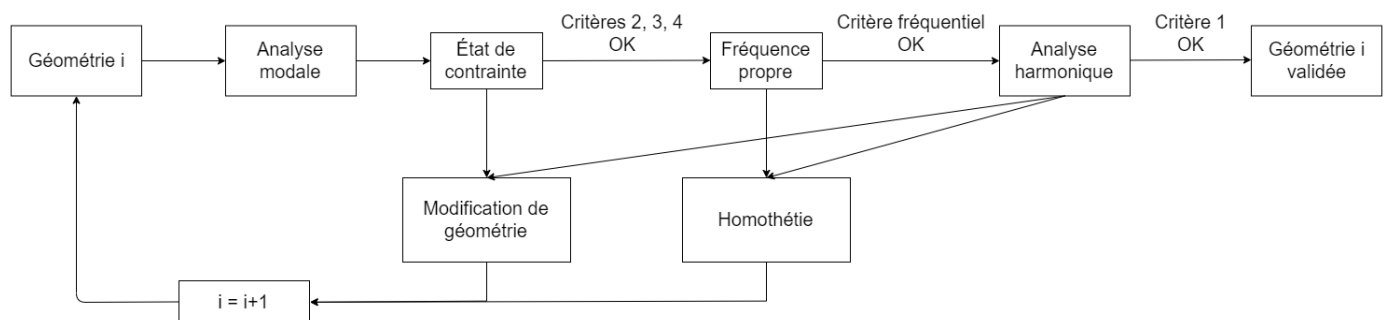


Figure 5.2 Protocole de conception itératif

5.2 Comportement vibratoire d'une éprouvette cruciforme

Un certain nombre d'éprouvettes biaxiales utilisées dans la littérature dans des montages non vibratoires utilisent une géométrie cruciforme. Nous proposons ici de commencer par étudier le comportement vibratoire de ce type de géométrie.

L'analyse modale d'une éprouvette cruciforme montre que différents modes vibratoires sont susceptibles d'être utiles pour notre étude. Pour la géométrie d'éprouvette d'épaisseur 3,1 mm présentée figure 5.3, les déformées des 4 premiers modes sont présentés sur les figures 5.4-5.

Parmi ces modes, les modes 1 et 4 d'un côté et 3 de l'autre semblent particulièrement intéressants car ils génèrent potentiellement des chargements très différents.

Les modes 1 et 4 où les 4 branches se déplacent en phase pourraient permettre d'imposer un chargement équi-biaxial au centre de l'éprouvette. La zone fortement chargée est localisée près des bords, et près du bord encasturé, ce qui pourrait sans doute être amélioré en optimisant la géométrie.

Le mode 3 où les déplacements des branches de l'éprouvettes sont hors phase, impose au centre de l'éprouvette un chargement de traction selon une direction et de compression selon l'autre. Imposer un chargement dont les contraintes principales sont de signes opposés est analogue à imposer un chargement de cisaillement et est donc très intéressant pour ces travaux. Dans ce cas aussi, des modifications sont nécessaires afin que la zone de fatigue se trouve au centre de l'éprouvette.

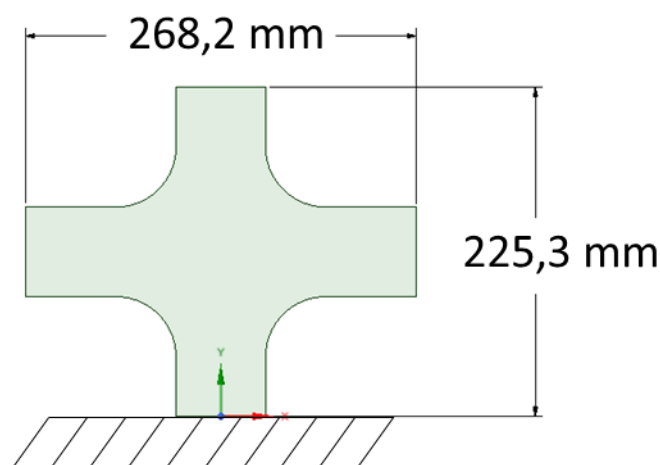


Figure 5.3 Géométrie cruciforme de départ

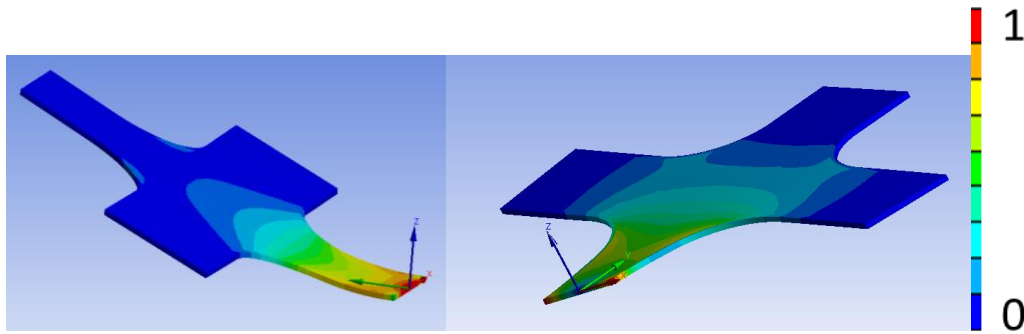


Figure 5.4 Déformées des modes a) 1 et b) 2. Les couleurs représentent l'amplitude de contrainte relative de Von Mises (maximum sur 1 cycle). Le bord encastré est marqué par le repère.

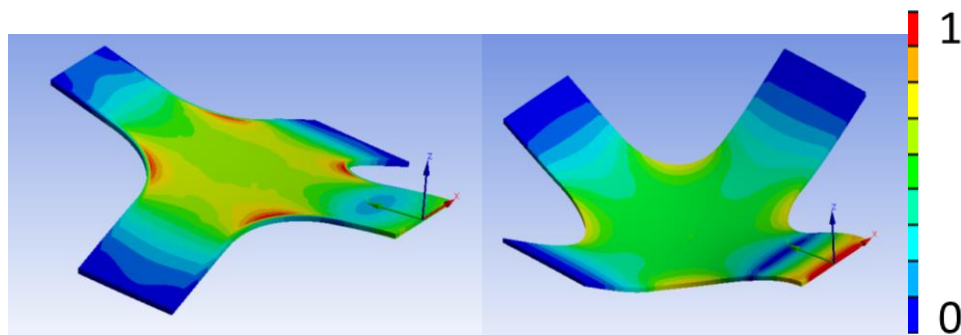


Figure 5.5 Déformées des modes a) 3 et b) 4. Les couleurs représentent l'amplitude de contrainte relative de Von Mises (maximum sur 1 cycle). Le bord encastré est marqué par le repère.

Ces premiers résultats sont très encourageants car ils montrent qu'une géométrie d'éprouvette inspirée de l'éprouvette cruciforme pourrait permettre de générer des chargements variés. Ils montrent également que des améliorations de la géométrie de l'éprouvette cruciforme sont nécessaires pour répondre aux critères imposés (rupture loin des arêtes, zone de chargement homogène, etc...).

Dans la suite du chapitre, les taux de biaxialité β sont définis dans un repère aligné avec les directions principales. Les axes de ce repère sont notés (X', Y') et leur directions et sens sont fixes dans le temps par rapport à la base physique. On définit alors :

$$\beta = \frac{\sigma_{x'x'}}{\sigma_{y'y'}}$$

- X' est la direction correspondant à la contrainte principale de plus petite amplitude.
- Y' est la direction correspondant à la contrainte principale de plus grande amplitude.

5.3 Éprouvette de cisaillement sollicitée en mode 3

5.3.1 Éprouvette de cisaillement, $\beta = -1$

Des simulations numériques modales et harmoniques ont été effectuées afin d'améliorer la géométrie de l'éprouvette cruciforme et d'obtenir une géométrie en accord avec les critères de conception. La géométrie permettant d'obtenir le rapport de biaxialité $\beta = -1$ est présentée sur la figure 5.6. La liste des fréquences propres de l'éprouvette est présentée dans le tableau 5.1. La déformée du mode vibratoire 3 est illustrée à la figure 5.7.

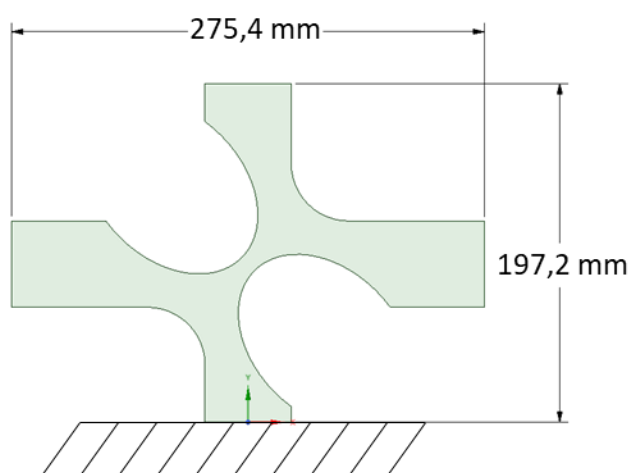


Figure 5.6 Spécimen de flexion biaxiale -1

Tableau 5.1 Liste des fréquences propres de l'éprouvette. Mode de vibration visé en vert

Mode	Fréquence (Hz)
1	42,2
2	55,3
3	98,7
4	194,4

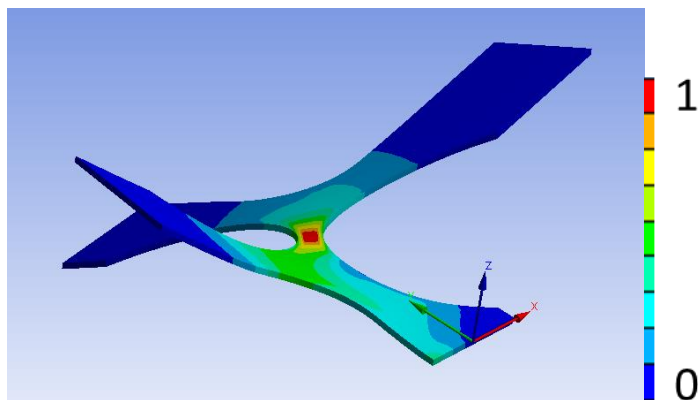


Figure 5.7 Déformée correspondant au mode 3 et contrainte de Von Mises relative (maximum sur 1 cycle). Le bord encastré est marqué par le repère.

5.3.1.1 Fréquence et taille

D'après l'analyse modale, la fréquence de résonance de cette éprouvette, pour le mode de flexion étudié, est égale à ~ 100 Hz. Par conséquent, la fréquence propre ainsi que la taille de l'échantillon correspondent aux critères de conception imposés soit : une longueur inférieure à 30 cm et une fréquence propre d'une centaine de Hz.

5.3.1.2 État de contrainte

Une analyse harmonique est également effectuée afin de vérifier l'amplitude de contrainte cyclique atteignable. Les paramètres de l'analyse harmonique effectuée sont les suivants : $a = 85\text{ g}$ et $\zeta = 0,45\%$. L'amplitude de contrainte cyclique maximale en zone de fatigue est alors de 5740 MPa (hypothèse d'élasticité). Le premier critère imposant une contrainte supérieure à 200 MPa est donc satisfait avec une marge importante.

Le second critère nécessite que la contrainte équivalente de Von Mises maximale hors de la zone de fatigue soit assez petite pour que la probabilité que des fissures amorcent en dehors de la zone visée soit faible. Pour cette éprouvette, $\alpha = 2,51$, ce qui permet d'écarter les risques de rupture dans les mors.

Le troisième critère concerne l'étendue de la zone de fatigue en terme de contrainte équivalente de Von Mises. Afin de quantifier ce critère, la longueur de la zone où la contrainte de Von Mises est supérieure à 95 % de la contrainte de Von Mises maximale est mesurée suivant deux directions tel qu'illustré sur la figure 5.8. Ces directions sont nommées A et B.

La contrainte normalisée de Von Mises sur chacun de ces deux segments est présentée sur la figure 4.9. L'axe x représente l'abscisse selon la longueur de chacun des segments A et B.



Figure 5.8 Directions de mesure de la longueur de la zone de fatigue : (a) A et (b) B

Pour cette éprouvette, et en notant a la longueur de la zone dans la direction A, et b la longueur dans la direction B :

$$\begin{cases} a = 5,4 \text{ mm} \\ b = 7,4 \text{ mm} \end{cases}$$

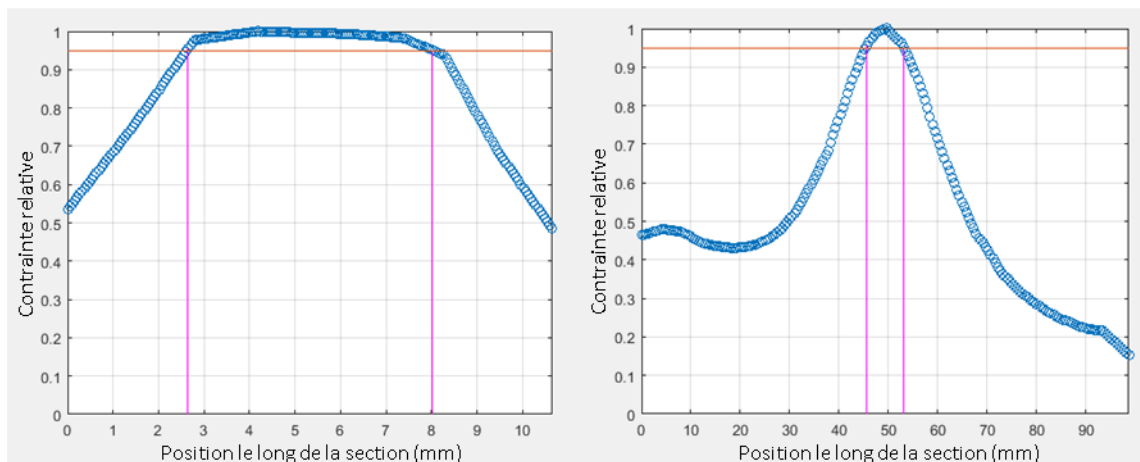


Figure 5.9 Gradient de la contrainte de Von Mises normalisée le long des segments A à gauche et B à droite. (La zone où la contrainte est supérieure à 95 % de la contrainte maximale est indiquée en rose).

Par conséquent, cette éprouvette satisfait le critère imposant au moins plusieurs millimètres de longueur et de largeur pour la zone de fatigue. La zone où le taux de biaxialité est proche de -1 ($< -0,9$) est également vérifiée afin d'assurer qu'elle comprend entièrement la zone de fatigue (figure 5.10).

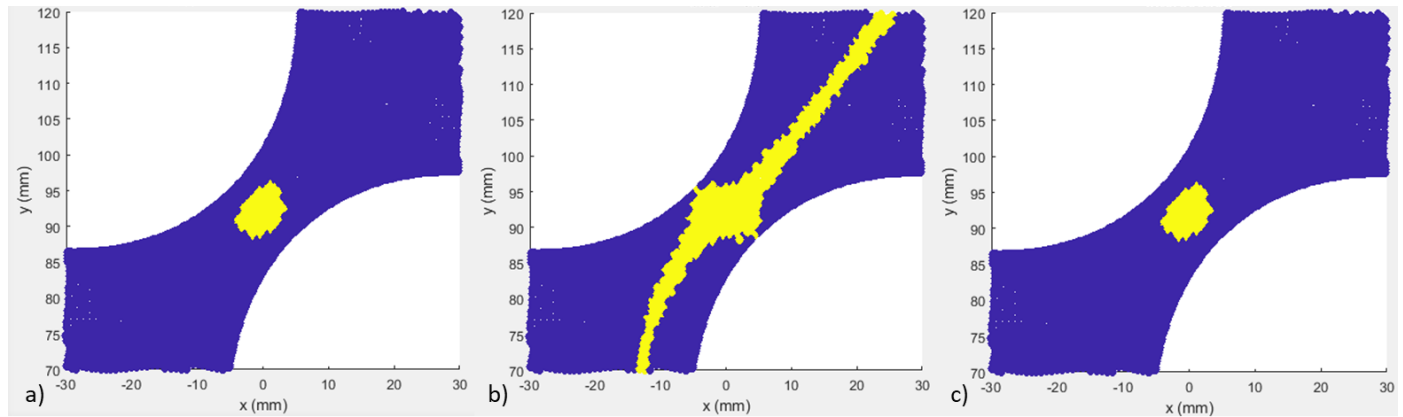


Figure 5.10 a) Zone où $\sigma_{VM} > 0,95 * \sigma_{VM_max}$ en jaune. b) Zone où le taux de biaxialité $\beta < -0,9$ en jaune. c) Intersection de (a) et (b) montrant que (b) comprend entièrement (a).

Le quatrième et dernier critère est celui des contraintes aux arêtes. Pour cette éprouvette, les contraintes aux arêtes, qui peuvent être lues aux extrémités des graphiques à la figure 5.9, vont de $\sim 15\%$ au minimum à environ 55% au maximum. Cela signifie qu'au pire des cas, la contrainte maximale dans la zone centrale est environ 2 fois plus importante que près des bords, ce qui satisfait le dernier critère de non rupture aux arêtes de l'éprouvette.

5.3.2 Autres géométries d'éprouvette sollicitées en mode 3

L'objectif de cette partie est de modifier la géométrie de l'éprouvette de cisaillement afin d'imposer des chargements de taux de bi-axialité différents tout en restant sur le même mode vibratoire 3. Toujours en suivant une démarche de dimensionnement manuelle basée sur des simulations modales et harmoniques, 4 nouvelles géométries d'éprouvettes permettant de balayer des taux β allant de $-0,9$ à $-0,6$ ont pu être proposées.

Précisons que pour certaines géométrie un concentrateur de contrainte noté CC a été ajoutée au centre de l'éprouvette afin d'obtenir un rapport de contrainte α entre la zone utile et les mors plus élevée (voir tableau 5.2). Pour toutes les éprouvettes, l'adéquation de la géométrie avec les capacités du pot ont bien été vérifiées.

Les éprouvettes obtenues sont illustrées sur les figures 5.11-12.

Tableau 5.2 Coefficient α pour chaque conception par rapport de biaxialité. La mention (CC) signifie qu'un concentrateur de contrainte a dû être ajouté.

Rapport de biaxialité	α
-0.60 (CC)	2.13
-0.70 (CC)	2.60
-0.80 (CC)	2.81
-0.90	2.63
-1	4.75

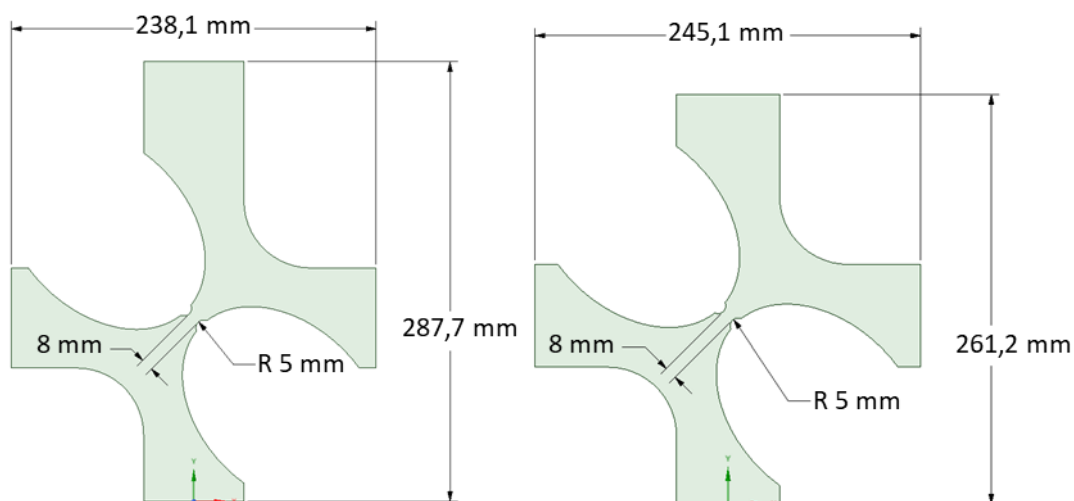


Figure 5.11 Spécimens de flexion biaxiale -0,6 (gauche) et -0,7 (droite). Le bord encastré est marqué par le repère.

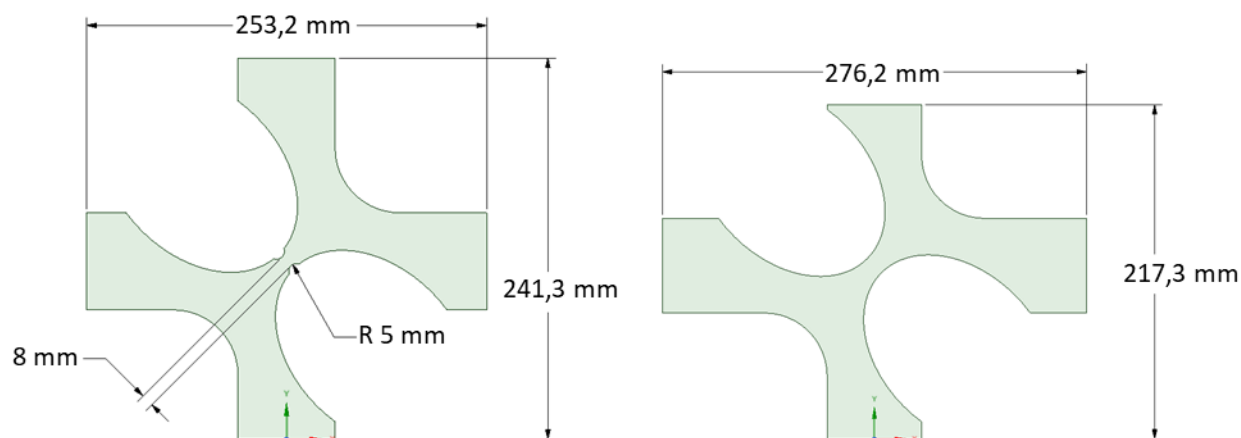


Figure 5.12 Spécimens de flexion biaxiale -0,8 (gauche) et -0,9 (droite). Le bord encastré est marqué par le repère.

Pour l'ensemble de ces géométries, la zone la plus fortement sollicitée reste éloignée des arêtes.

Le seul critère n'ayant pas été quantifié pour l'ensemble de ces éprouvettes est la taille de la zone de fatigue : cette dernière est plus petite pour les éprouvettes comportant des concentrateurs de contrainte.

5.3.3 Éprouvette biaxiale sollicitée en mode 1 et 5, $\beta = 0$

Le second état de contrainte visé est l'état équi-biaxial, avec un taux $\beta = 1$. Pour obtenir des rapports de biaxialité positifs, correspondant à des contraintes normales oscillantes en phase, il faudrait considérer le mode vibratoire 1 ou 4 de l'éprouvette cruciforme. Cela dit, après l'enlèvement de matière elliptique à l'éprouvette cruciforme de départ, ce sont les modes de vibration 1 et 5 qui correspondent à la flexion en phase des branches du spécimen. La figure 5.13 illustre le champ de contrainte de Von Mises correspondant au mode 1.

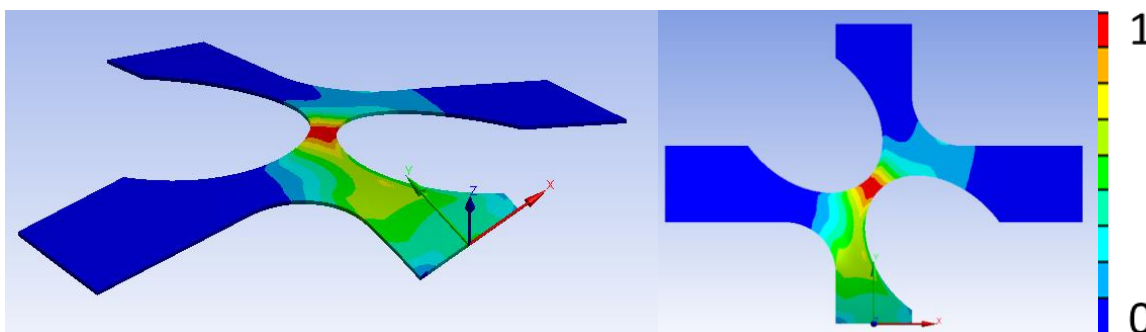


Figure 5.13 Déformée et champ de contrainte équivalente (maximum sur 1 cycle) pour le mode 1 de l'éprouvette cruciforme de cisaillement pur. Le bord encastré est marqué par le repère.

Des ajustements sont nécessaires pour plusieurs raisons. Premièrement, la zone de fatigue est en contact avec les bords, ce qui est indésirable tel qu'expliqué précédemment. De plus, il existe une zone d'amplitude de contrainte cyclique importante hors de la zone de fatigue visée, le long de la branche encastrée susceptible d'être problématique.

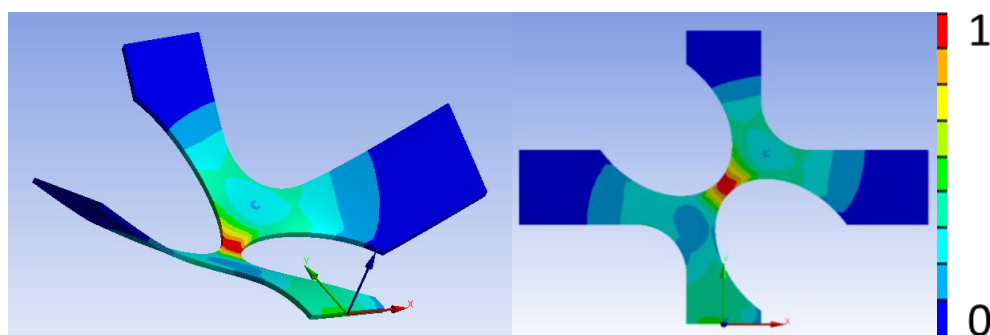


Figure 5.14 Déformée et champ de contrainte équivalente (maximum sur 1 cycle) pour le mode 5 de l'éprouvette cruciforme de cisaillement pur. Le bord encastré est marqué par le repère.

Le 2^{ème} mode de flexion en phase est alors examiné (figure 5.14). Dans ce cas, la zone en contact avec les mors est bien moins sollicitée que pour le mode vibratoire 1. Par conséquent, même si ce 2^{ème} mode montre une zone fortement sollicitée en contact avec le bord, il est choisi pour la suite de la conception.

Pour décharger les bords, des congés de raccordement sont ajoutés tel qu'illustré à la figure 5.15. La figure 5.16 montre que la zone fortement chargée n'atteint pas les bords. La figure 5.17 présente les dimensions de l'éprouvette. On constate par analyse harmonique, en examinant le tenseur de contrainte en zone de fatigue, que l'état de contrainte obtenu pour ce mode vibratoire est en fait uniaxial et non équibiaxial.

Cette éprouvette permet donc d'effectuer un essai uniaxial sans effet de bord.

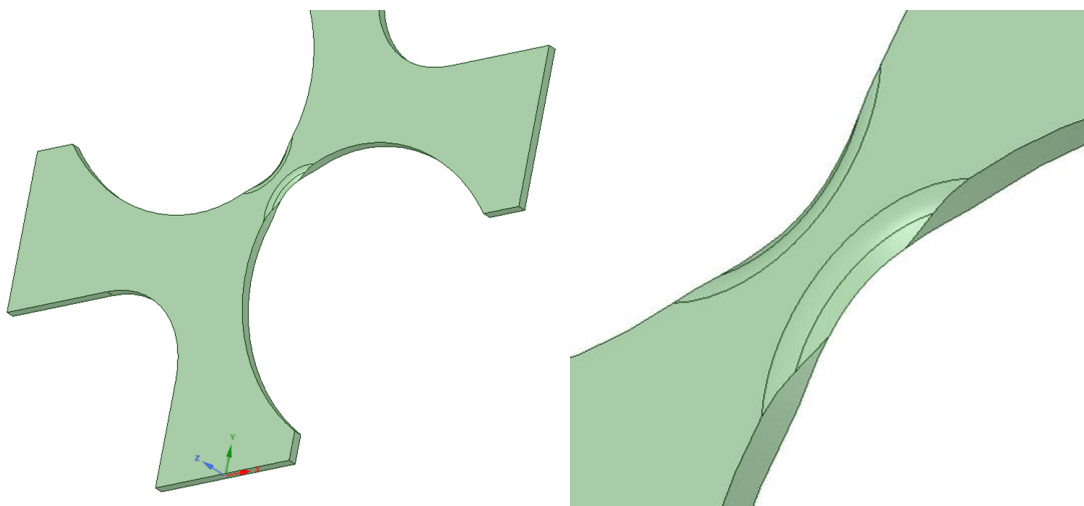


Figure 5.15 Illustration de la géométrie après ajout des rayons de raccordement

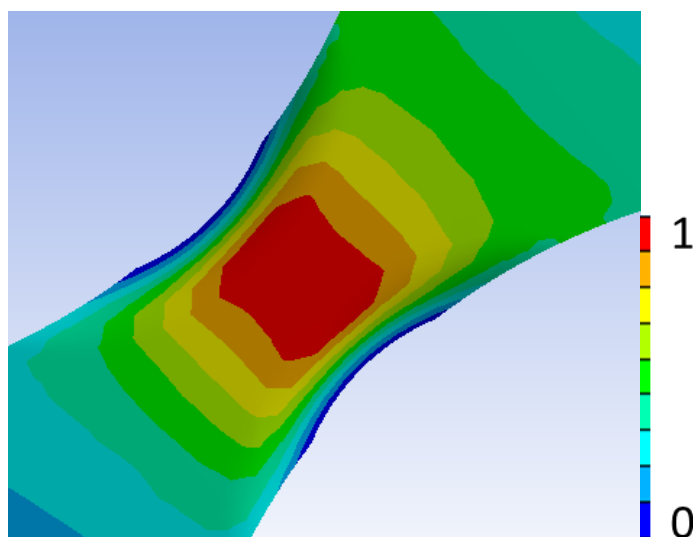


Figure 5.16 Champ de contrainte équivalente de Von Mises normalisée (maximum sur 1 cycle) dans de la zone utile après ajout des congés de raccordement.

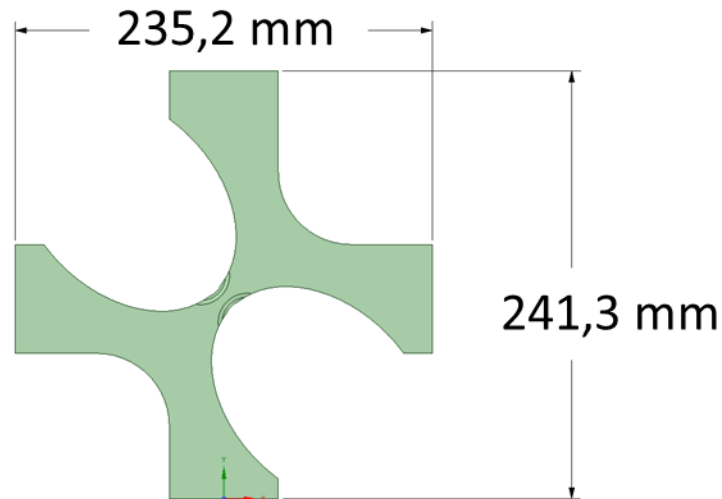


Figure 5.17 Dimensions de l'éprouvette de flexion uniaxiale. Le bord encastré est marqué par le repère.

Avec l'éprouvette ainsi ajustée, les 4 critères de conception sont examinés et validés.

5.3.3.1 Fréquence et taille

D'après l'analyse modale, la fréquence de résonance de cette éprouvette, pour le mode vibratoire étudié, est égale à ~ 309 Hz. La fréquence propre est donc plus importante dans ce cas car le mode visé est d'ordre plus élevé.

5.3.3.2 État de contrainte

Une analyse harmonique est alors effectuée afin de vérifier l'amplitude de contrainte cyclique atteignable. Les paramètres de l'analyse harmonique effectuée sont les suivants : $a = 85$ g et $\zeta = 0,45$ %. L'amplitude de contrainte cyclique maximale en zone de fatigue est alors de 1156 MPa. Le premier critère est donc satisfait. S'il est constaté expérimentalement que l'éprouvette est impossible à solliciter convenablement avec le pot vibrant, alors il sera nécessaire d'effectuer une homothétie afin de réduire sa fréquence de résonance en augmentant ses dimensions

Le second critère nécessite que la contrainte équivalente de Von Mises aux mors soit assez petite pour qu'il n'y ait pas de risque d'apparition de fissures en dehors de la zone visée. Pour cette éprouvette, $\alpha = 4,11$, ce qui satisfait le critère de conception.

Le troisième critère concerne l'étendue de la zone de fatigue en terme de contrainte équivalente de Von Mises.

La contrainte relative de Von Mises suivant les directions A et B est illustrée sur les graphiques à la figure 5.18.

Pour cette éprouvette, et en notant a la longueur de la zone dans la direction A, et b la longueur dans la direction B :

$$\begin{cases} a = 5,7 \text{ mm} \\ b = 4,81 \text{ mm} \end{cases}$$

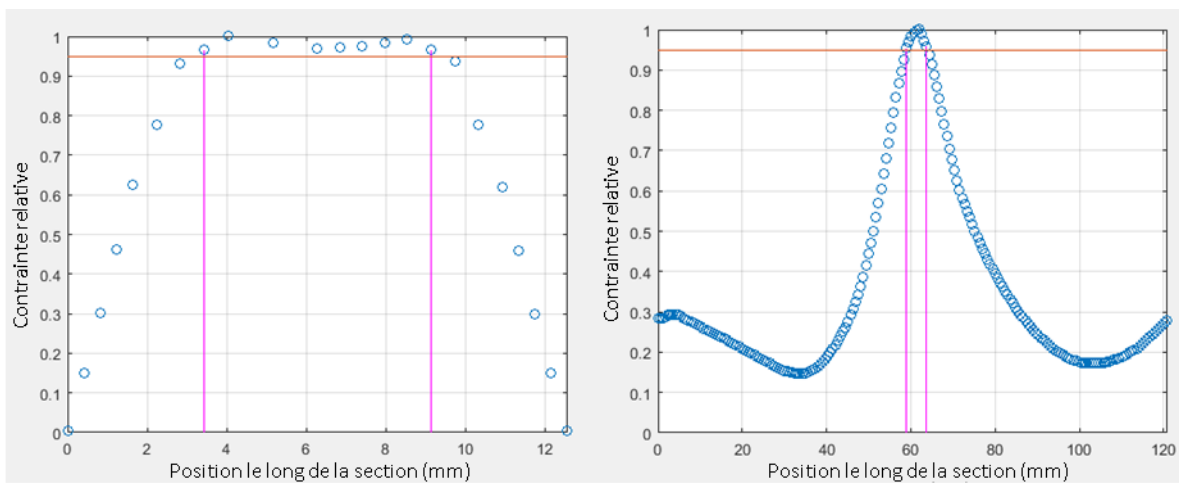


Figure 5.18 Gradient de la contrainte de Von Mises normalisée le long des segments A à gauche et B à droite. (La zone où la contrainte est supérieure à 95 % de la contrainte maximale est indiquée en rose).

Par conséquent, cette éprouvette satisfait le critère imposant au moins plusieurs millimètres de longueur et de largeur pour la zone de fatigue.

Le quatrième et dernier critère est celui des contraintes aux arêtes. Pour cette éprouvette, les contraintes aux arêtes, qui peuvent être lues aux extrémités des graphiques à la figure 5.18, vont de 0 % au minimum à environ 30 % au maximum. Cela signifie qu'au pire des cas, la contrainte maximale en zone de fatigue est plus de 3 fois plus importante que près des bords, ce qui satisfait le dernier critère.

5.3.4 Simplification de l'éprouvette uniaxiale

Étant donné que cette éprouvette ne génère pas un état de contrainte multiaxial, elle a été simplifiée de manière à ne conserver que la partie centrale de la géométrie, sans les branches de la croix (figure 5.20). Cette modification permet de préserver l'état de contrainte uniaxial avec bords déchargés obtenus tout en simplifiant la géométrie. La liste des fréquences propres obtenues par analyse modale est présentée dans le tableau 5.3.

Tableau 5.3 Fréquences propres de l'éprouvette de flexion uniaxiale, mode visé en vert

Mode	Fréquence (Hz)
1	375,93
2	1349,2
3	1762,2
4	2864,7

Le champ de contrainte de Von Mises obtenu par analyse harmonique pour $a = 85\text{ g}$ et $\zeta = 0,45\%$ est présenté à la figure 5.19. L'amplitude de contrainte cyclique maximale en zone de fatigue est alors de 1739 MPa, soit plus qu'avec la géométrie cruciforme.

Pour cette version de la géométrie, $\alpha = 2,75$, ce qui est satisfait le 2nd critère

La taille et la forme de la zone fortement chargée ne semblent pas varier de manière importante par rapport à l'éprouvette cruciforme.

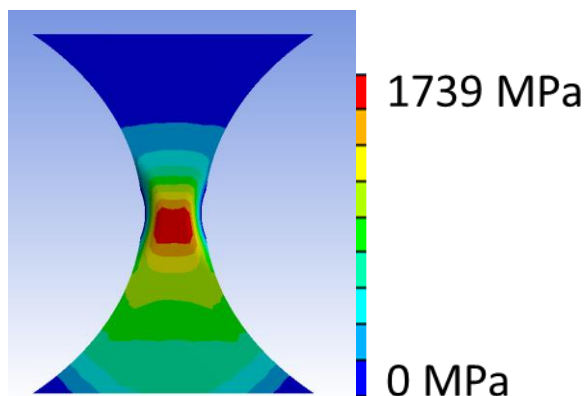


Figure 5.19 Champ de contrainte de Von Mises issu de l'analyse harmonique (maximum sur 1 cycle).

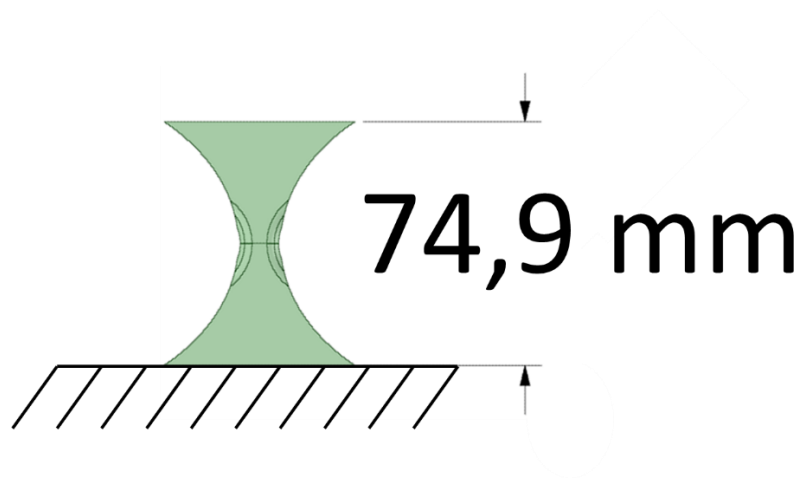


Figure 5.20 Longueur d'éprouvette et encastrement

5.4 États de contrainte atteints

D'après les résultats présentés dans ce chapitre, il est possible d'effectuer des essais de fatigue vibratoire en flexion à des taux de biaxialité allant de -1 (cisaillement pur) à 0 (uniaxial) sans charger les bords des éprouvettes.

Plus spécifiquement, les éprouvettes présentées ici permettent d'effectuer des essais aux taux de biaxialité suivants : -1 / -0,9 / -0,8 / -0,7 / -0,6 / 0. La figure 5.21 illustre les taux de biaxialité atteints avec les différentes éprouvettes conçues sur un diagramme de Dang Van.

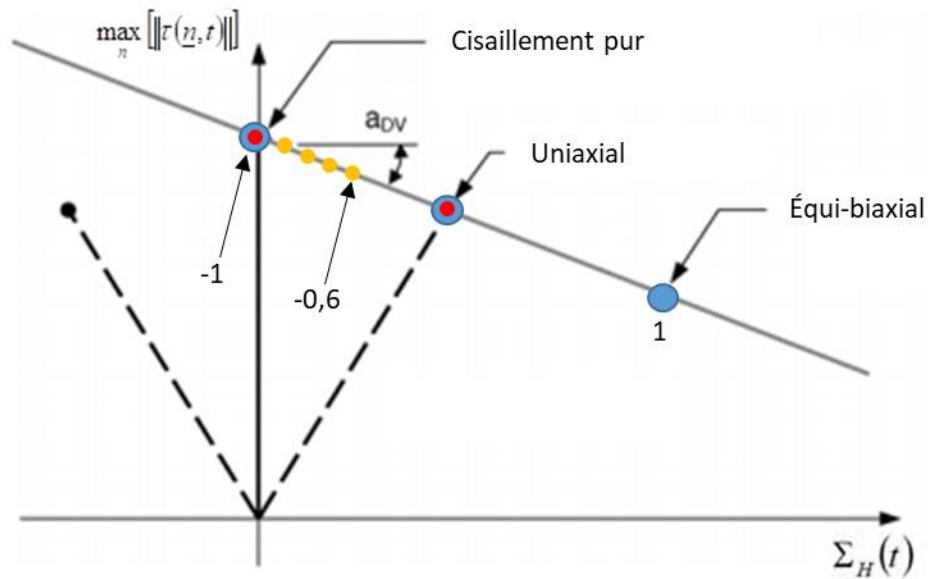


Figure 5.21 Diagramme de Dang Van avec les taux de biaxialité atteints (points jaunes et rouges) par les éprouvettes développées. Inspiré de (Desimone, Bernasconi, & Beretta, 2005).

Cette analyse numérique a permis de montrer qu'il est possible de tester un métal sous des chargements variés à partir d'éprouvettes découpées dans une tôle et testées en flexion à l'aide d'un pot vibrant. Le prochain chapitre présente les essais expérimentaux réalisés afin de valider l'utilisation de ces nouvelles géométries.

CHAPITRE 6 VALIDATION EXPÉRIMENTALE

Dans ce chapitre, les essais de fatigue effectués sur 2 géométries d'éprouvette sollicitées à l'aide de la méthode vibratoire développée sont présentés. Pour ces essais, il a été décidé de se concentrer sur des chargements de cisaillement considérés comme originaux car encore jamais traités dans la littérature par des méthodes vibratoires. Les deux géométries retenues sont les spécimens de taux de biaxialité -0,88 et -1 (cisaillement pur). Après avoir présenté les étapes d'étalonnage et de suivi de l'essai de fatigue, les endommagements observés en surface ainsi que les faciès de rupture seront analysés.

6.1 Spécimen de biaxialité -0.88

6.1.1 Fréquence propre et étalonnage des déformations

Après l'usinage de la géométrie et le collage des jauges, l'éprouvette est installée sur le montage vibratoire afin de repérer la fréquence de résonance du mode vibratoire 3 investigué, estimer la valeur du taux d'amortissement et procéder à la calibration (en vitesse et/ou accélération). La figure 6.2 précise la position de la rosette de jauges et du vibromètre laser (Point M).

Les mesures de vitesse sont effectuées à l'aide d'un vibromètre laser incliné et non pas normal à la surface. Pour prendre en compte l'angle de visée de 81° lors du calcul de vitesse, il faut diviser la vitesse mesurée par $\sin(81^\circ)$.

Les trois jauges de la rosette sont numérotées dans le sens trigonométrique tel qu'illustré à la figure 6.2. Au moment de la calibration, il est constaté que seule la jauge 1 fonctionne correctement. C'est donc à l'aide de cette jauge, mesurant ε_{yy} près du point de contrainte équivalente maximale, que la calibration est effectuée.

Le premier balayage fréquentiel réalisé à une vitesse de 0,05 Hz/s permet d'exciter le mode 3 à une fréquence 99,6 Hz, ce qui est très proche de la fréquence de 99,4 Hz prédite via l'analyse modale par éléments finis (voir la section 4.1.2 pour la méthodologie d'analyse).

L'analyse du pic en vitesse via la méthode de demi-puissance (présentée en section 2.4.1) permet de quantifier un taux d'amortissement allant de 0,03 à 0,1 % pour des balayages réalisés séquentiellement en augmentant l'amplitude d'accélération du pot (balayage à 0,5 g illustré à la

figure 6.1). Ces taux d'amortissement sont relativement faibles par rapport à ce qui a été mesuré lors des essais de faisabilité. La différence peut être attribuée aux faibles amplitudes d'accélération employées pour solliciter cette éprouvette ($< 0,5 \text{ g}$). De plus, la forme du pic de résonance indique que le comportement vibratoire de la structure est faiblement non-linéaire.

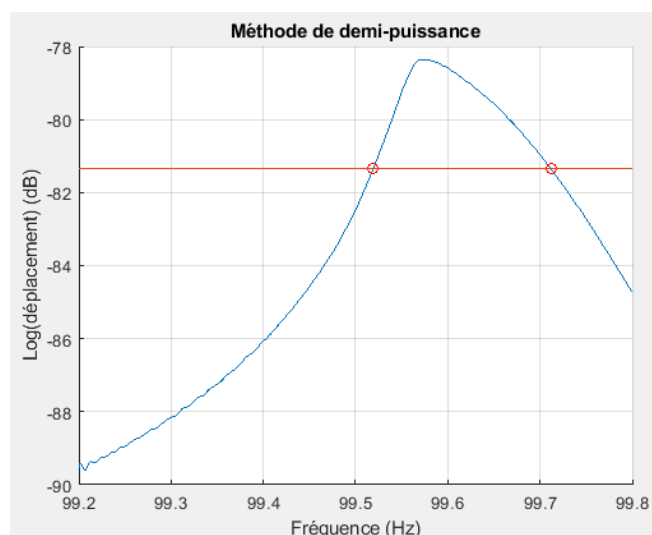


Figure 6.1 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de $0,5 \text{ g}$: les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.

La calibration réalisée en vitesse permet de mettre en évidence une relation linéaire entre la déformation et la vitesse tel que présenté à la figure 6.3a. À l'aide de cette calibration, la déformation ε_{yy} peut être approximée par la relation : $\varepsilon = 24,1 \times v$ avec v en mm/s et ε en $\frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$.

Afin de comparer cette relation de calibration expérimentale au modèle numérique, une analyse harmonique a été réalisée à un niveau d'accélération de 100 g et un taux d'amortissement de $0,45 \%$ choisis de façon arbitraire. Un choix arbitraire se justifie car la relation linéaire entre la déformation et la vitesse est conservée à tous les niveaux d'accélération et indépendante du taux d'amortissement. Dans le modèle numérique, la vitesse au point M ainsi que la déformation ε_{yy} moyenne sur la zone couverte par la surface active de la jauge de déformation 1 sont ensuite calculées. La relation $\varepsilon = 25,3 \times v$ obtenue numériquement est proche des résultats expérimentaux et confirme la validité expérimentale de la méthode.

Une calibration de la déformation à partir des lectures d'accélération est aussi effectuée. La figure 6.3b présente la courbe de calibration obtenue. Cette relation n'est pas linéaire car le taux

d'amortissement augmente avec l'amplitude d'accélération appliquée tel que mentionné dans la section 2.4.3.1. Il a donc été choisi d'interpoler les résultats à l'aide d'un polynôme du second degré. Le polynome reliant la déformation ε_{yy} à l'accélération du pot est $\varepsilon = -6066 \times a^2 + 6688 \times a$ avec a en g .

Pour cette calibration, la validation numérique nécessite la connaissance du taux d'amortissement. Cette validation n'a pas été effectuée.

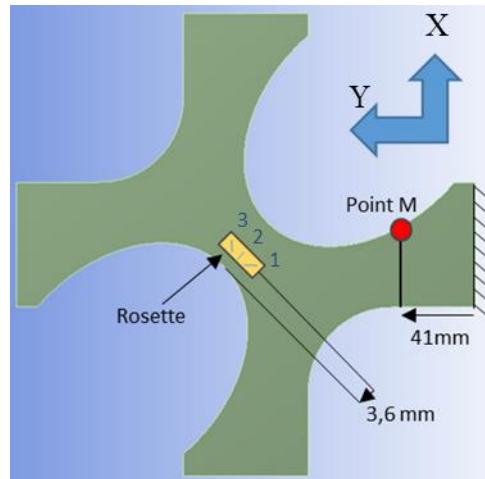


Figure 6.2 Courbe d'étalonnage par vitesse et schéma du montage

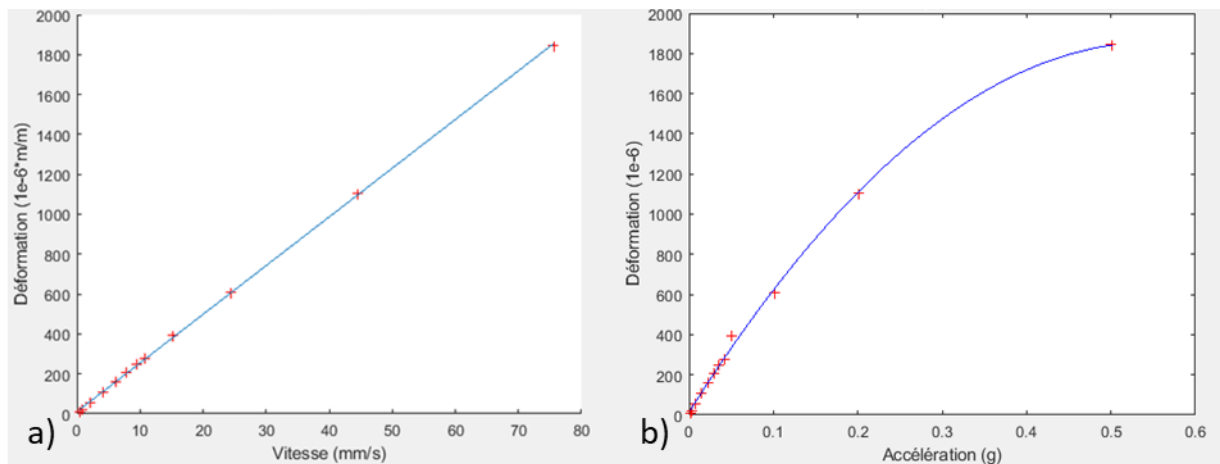


Figure 6.3 a) Courbe d'étalonnage par vitesse, b) Courbe d'étalonnage par accélération

6.1.2 Essai de fatigue

Dans cette partie, la préparation de l'échantillon, les conditions de lancement de l'essai de fatigue, ainsi que son déroulement sont présentés.

Pour la préparation de l'échantillon, les jauges sont enlevées et la zone précédemment instrumentée est nettoyée. Ensuite, les arêtes du spécimen sont adoucies par polissage, surtout celles proches de la zone où la contrainte est maximale, afin d'éviter des amorces sur ces arêtes dues aux angles non-arrondis. De suite, la zone de contrainte maximale est polie progressivement à l'aide de papier abrasif de carbure de silicium 200, 400, 600 puis 800 grit.

Pour l'essai de fatigue à conduire, une contrainte équivalente de Von Mises de 200 MPa est visée afin d'endommager le spécimen en $\sim 10^6$ cycles selon les informations tirées de la littérature (voir les sections 2.3.1-2). Cette valeur de contrainte maximale correspond à une déformation ε_{yy} de 2070 $\mu\epsilon$ (d'après le modèle numérique) et donc à une vitesse de 85 mm/s au point M (d'après la calibration en vitesse).

Avant de lancer l'essai de fatigue, un balayage en fréquence est effectué afin de s'assurer que la fréquence de résonance n'a pas changé. La fréquence de résonance $f = 96,1 \text{ Hz}$ est obtenue. Le vibromètre est également positionné manuellement au même point que celui utilisé pour obtenir la courbe de calibration en vitesse.

L'essai est alors lancé à $v = 85 \text{ mm/s}$ ce qui permet d'imposer théoriquement une contrainte équivalente de Von Mises de 200 MPa.

Il a été montré dans l'analyse bibliographique que la fréquence propre pouvait être un bon indicateur de l'endommagement des éprouvettes. La fréquence étant imposée lors de l'essai, il est impossible de suivre l'évolution de la fréquence propre de l'éprouvette sans interrompre l'essai. L'essai est donc périodiquement interrompu pour réaliser un balayage fréquentiel et mesurer ponctuellement la fréquence propre à un nombre de cycles donné. Une chute de fréquence propre indique théoriquement une augmentation de la complaisance du système typiquement causée par la présence d'une ou de plusieurs fissures.

Une très faible variation de fréquence (0,1 %) est observée après 5 millions de cycles tel que décrit dans le tableau 6.1. Néanmoins, l'observation visuelle de la surface supérieure de l'éprouvette ne montre pas d'indice d'endommagement.

Tableau 6.1 Évolution de la fréquence propre de l'éprouvette dans le temps

Nb de cycles (Millions)	1	2.5	3	4	5
Fréquence propre (Hz)	96,12	96,08	96,03	96,02	96,02

Le fait que l'éprouvette ne se soit pas rompue après 5 millions de cycles sous une contrainte équivalente de Von Mises de 200 MPa soulève des questions. Une étude plus précise du pilotage en vitesse présentée en annexe montre que ce type de pilotage est très sensible à la position du vibromètre laser. Une légère erreur de position du laser entre la phase de calibration et d'essai de fatigue peut être responsable d'une erreur significative, de l'ordre de 10-15 %. La courbe de calibration en accélération semble donc plus robuste car elle n'est pas dépendante de la position du laser, bien qu'une incertitude concernant l'amortissement demeure.

En effet, l'analyse des mesures lors de l'essai mené à une vitesse fixe $v = 85 \text{ mm/s}$ montre que l'accélération lors de ces essais était de l'ordre de 0,35 g. Selon la courbe de calibration de la figure 6.3b, cette accélération induit une contrainte de Von Mises maximale de 154 MPa, ce qui génère une amplitude de contrainte cyclique insuffisante pour rompre l'éprouvette en 5 millions de cycles.

Afin de rompre l'éprouvette en fatigue, la consigne en vitesse a été augmentée de 50 % et passée à 128 mm/s. D'après la courbe de calibration en accélération, cette nouvelle consigne permet de passer d'une contrainte de 154 MPa à 230 MPa, ce qui est au-dessus de la résistance en fatigue typique à 10^6 cycles. L'essai a été repris avec cette nouvelle consigne et comme précédemment, la fréquence propre de l'éprouvette a été mesurée à plusieurs instants (voir tableau 6.2).

Après 930 000 cycles, une fissure de taille significative est observée en surface et l'essai est arrêté. Au bout de cette seconde phase, une chute de la fréquence propre d'environ 0,46 % est mesurée tel qu'indiqué dans le tableau 6.2. La figure 6.4 illustre les mesures de fréquence propre en début et en fin de seconde phase.

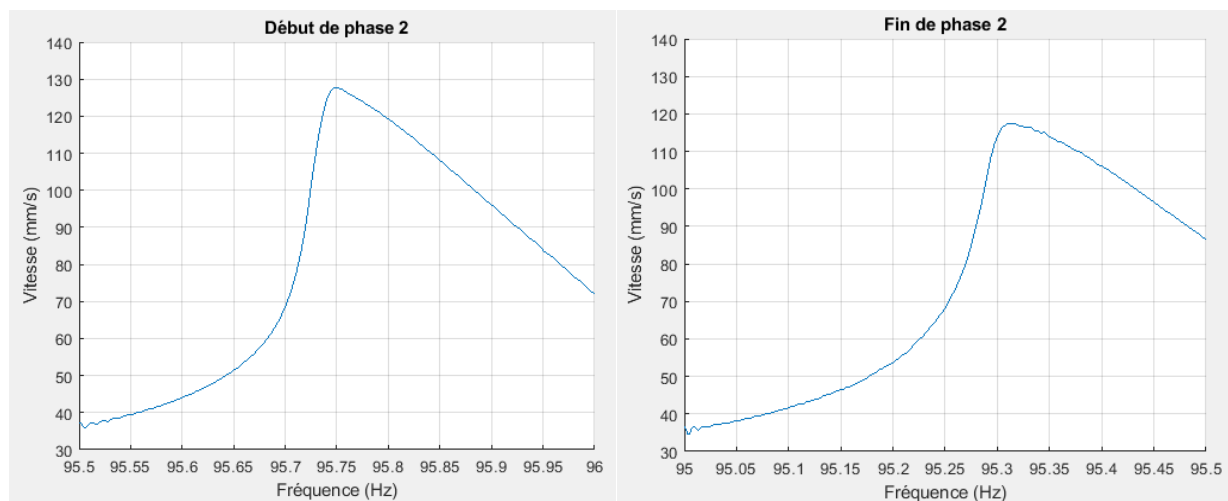


Figure 6.4 Évolution de la vitesse en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de $\sim 0,7$ g effectuée au début et à la fin de la phase 2.

Tableau 6.2 Évolution de la fréquence propre au cours de la seconde phase de l'essai

Nb de cycles (Millions)	0	0,44	0,46	0,56	0,93
Fréquence propre (Hz)	95,75	95,73	95,45	95,51	95,31

6.1.3 Observation des mécanismes d'endommagement

6.1.3.1 Observation des fissures en surface

Suite à la formation d'une fissure de quelques millimètres, des observations de surface sont effectuées à l'aide de la loupe binoculaire puis au microscope électronique à balayage. La fissure principale se trouve près de la zone de contrainte maximale, telle que présentée sur la figure 6.5.

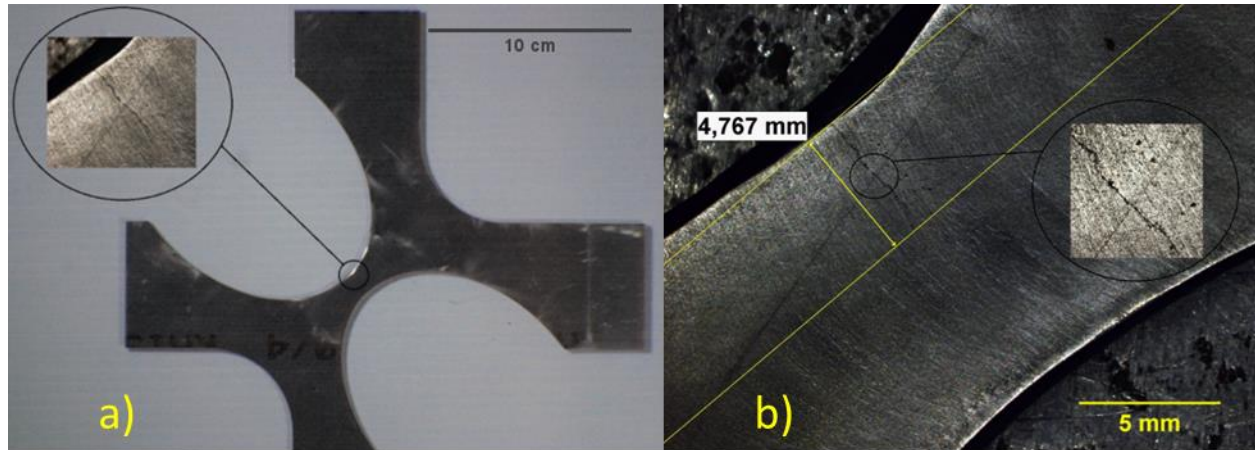


Figure 6.5 Photographies macroscopiques de la fissure

La fissure a une longueur de 4,8 mm et elle se propage à 45° par rapport aux axes X et Y du repère associé à cette géométrie tel qu'illustré sur la figure 6.6. Il s'agit donc d'une fissure typique de cisaillement caractérisée par une ouverture en mode II. Ce type de propagation est attendu pour un taux de biaxialité qui s'approche de -1.

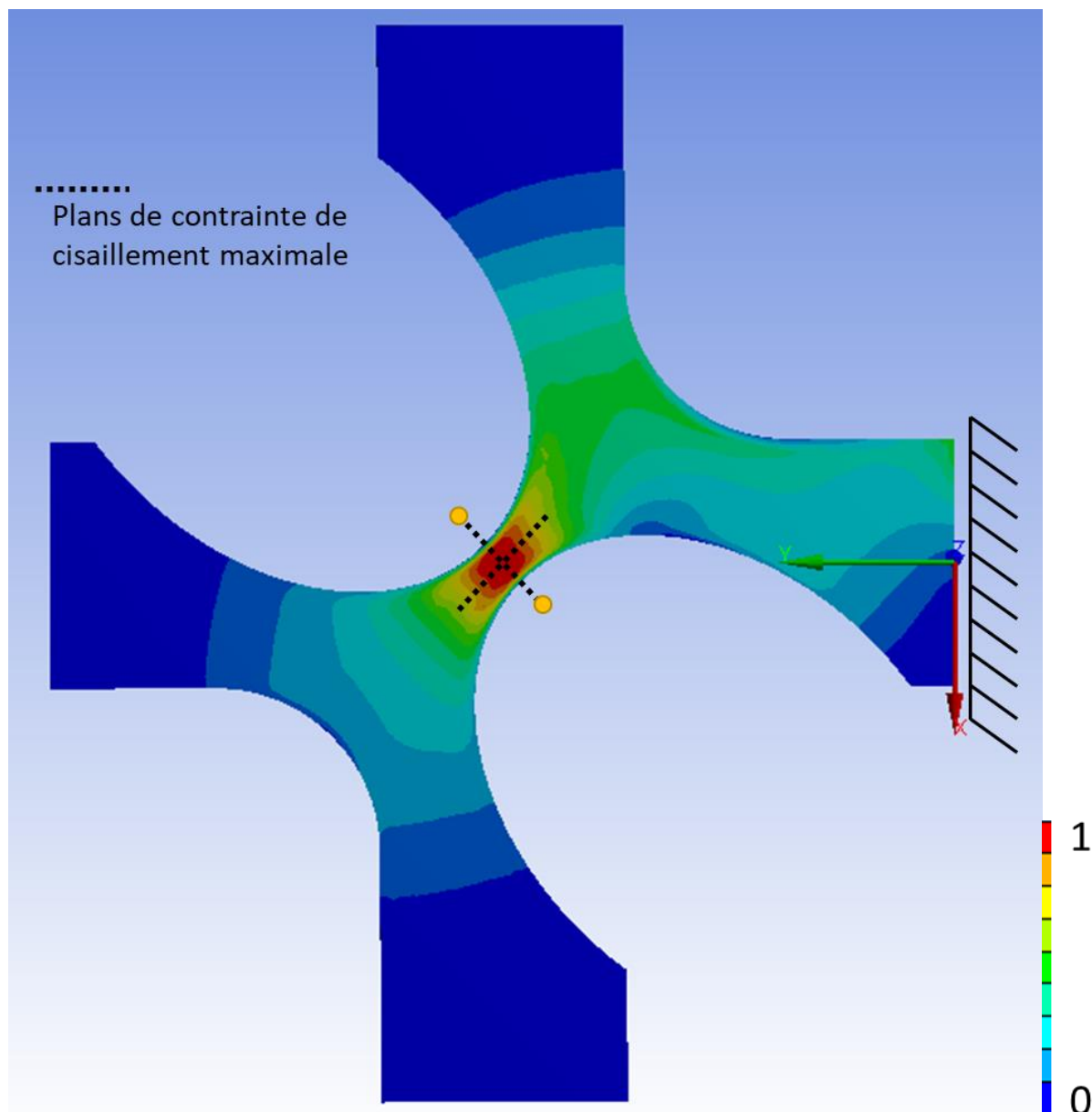


Figure 6.6 Illustration des plans de contrainte de cisaillement maximale. Le bord encastré est marqué par le repère. Les couleurs représentent la contrainte équivalente de Von Mises normalisée par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle). Le plan correspondant à la propagation de la fissure longue est marqué par des points jaunes à ses extrémités.

6.1.3.2 Position des sites d'amorçage

Un des critères de validation de l'essai est l'évitement de la nucléation d'une fissure à partir d'un des bords de l'éprouvette. De plus, il est souhaitable, que le site d'amorçage soit localisé dans la

zone caractérisée par la contrainte équivalente de Von Mises maximale prédite par les simulations numériques.

L'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises depuis le bord vers le centre de l'éprouvette parallèlement à la fissure est illustrée sur la figure 6.7. L'analyse du champ de contrainte de Von Mises montre que la position du site d'amorce devrait être dans la région se situant entre 2 et 10 mm du bord, tel que montré sur cette figure. La contrainte est quasiment constante sur toute la longueur de ce segment. Au point 1, 17 % de la contrainte maximale est atteinte. Au point 2 : 14 % de la contrainte maximale. Entre les points localisés à 1,9 mm et 10,2 mm du bord, $\sigma_{VM} > 0,97 * \sigma_{VM_MAX}$. Étant donné ce faible gradient de contrainte, des fissures sont susceptibles de s'amorcer à plusieurs endroits dans une région couvrant une surface de $\sim 80 \text{ mm}^2$.

Sur les photos de la figure 6.5, il est possible d'observer que l'une des extrémités de la fissure principale se situe au bord de l'échantillon. Ceci indique, à priori, qu'il est impossible d'exclure que la zone d'amorce soit au bord. Afin d'identifier la position expérimentale du ou des sites d'amorçage de la (des) fissure(s), des observations au MEB sont effectuées.

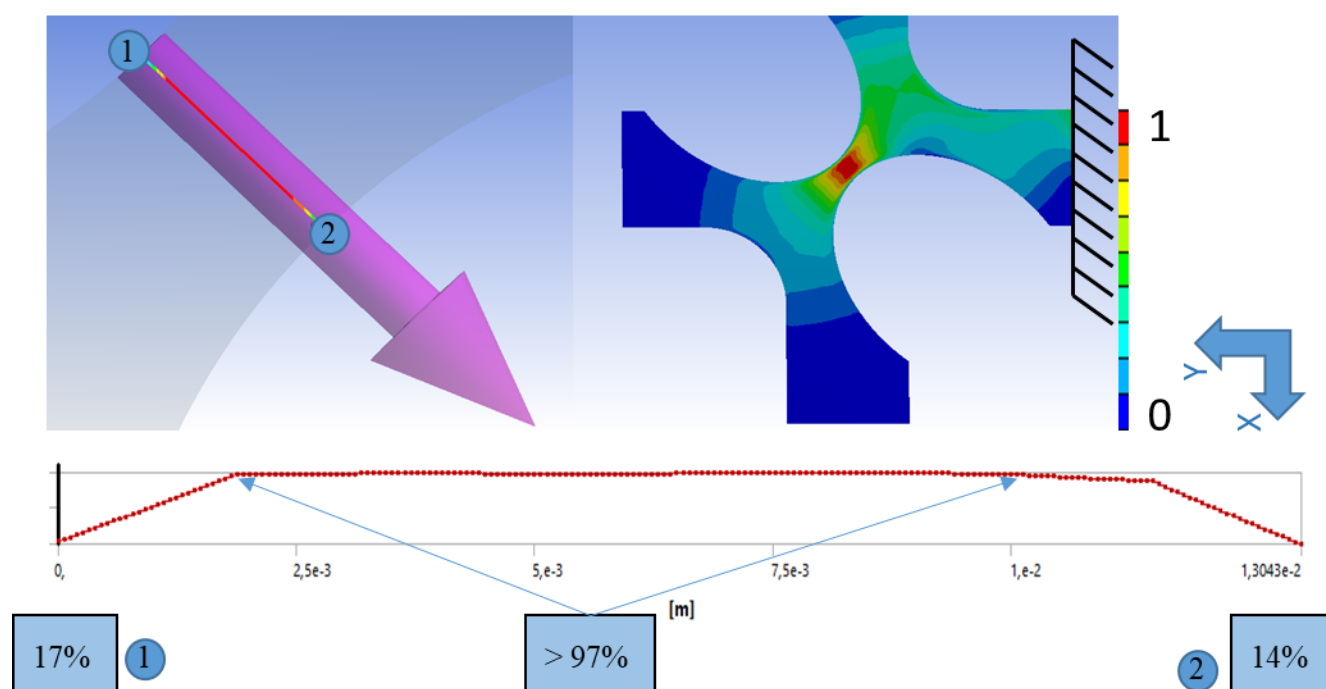


Figure 6.7 Taille de la zone de fatigue en terme de contrainte équivalente de Von Mises normalisée (maximum sur 1 cycle).

Dans un premier temps, la surface fissurée est observée à faible grossissement. La figure 6.8 présente le profil de la fissure reconstitué à l'aide de 7 images prises à un grossissement de 100X. La présence d'embranchements, observées sur les figures 6.8 a) b) et c), permet de préciser la position du site d'amorce de la fissure principale. En effet, en suivant le sens de propagation de la fissure, il y a d'abord un tronc commun qui se sépare ensuite en branches. Dans le cas présent, les branches montrées aux figures 6.8 a) et b) se sont formées dans des directions opposées suggérant que le site d'amorce de la fissure se situe entre ces deux points. En première approximation, le site d'amorce est localisé à mi-chemin entre (a) et (b) à environ 3,1 mm du bord de l'échantillon, au sein de la région où la contrainte équivalente prédite est maximale.

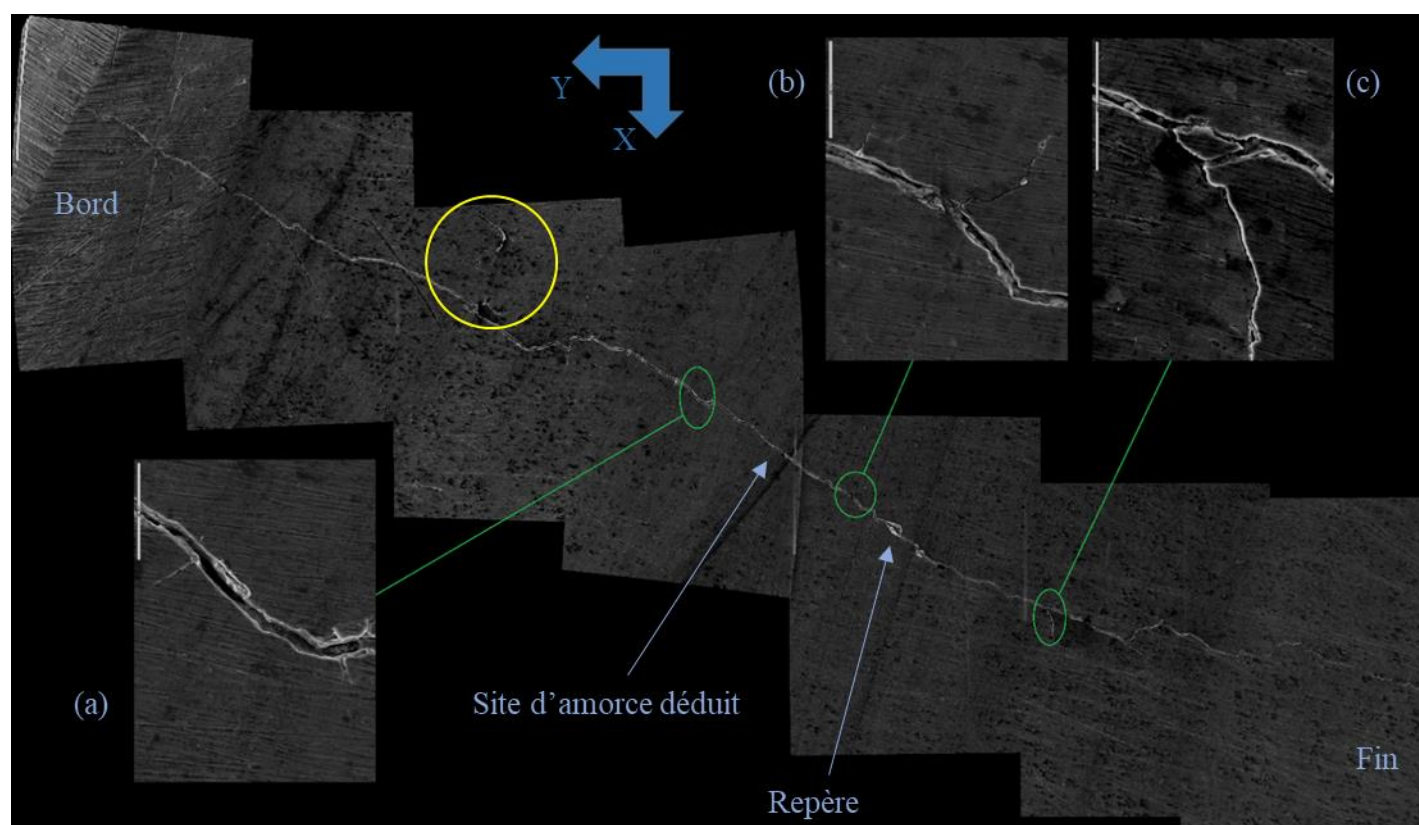


Figure 6.8 Reconstitution de la fissure par photographie au MEB. Le cercle jaune indique une fissure normale à la fissure principale.

En s'éloignant un peu de la fissure principale, de plus courtes fissures sont observées comme celles montrées à la figure 6.9. Une cartographie de la position de ces fissures permet d'observer qu'elles sont confinées sur un segment de part et d'autre de la fissure principale, comme schématisé à la

figure 6.10. Ces fissures secondaires se trouvent à environ 2,7 mm du bord de l'échantillon, ce qui confirme que la région susceptible à l'amorçage des fissures est distante de l'arrêt.

La zone d'amorce, où une dizaine de fissures ont été repérées, semble donc coïncider avec la zone de fatigue telle que prédite numériquement. De plus, le site d'amorce de la fissure principale se trouve également dans cette même zone, à environ 3,1 mm du bord. La majorité des fissures secondaires sont localisées dans la région où la contrainte équivalente de Von Mises prédite est maximale.

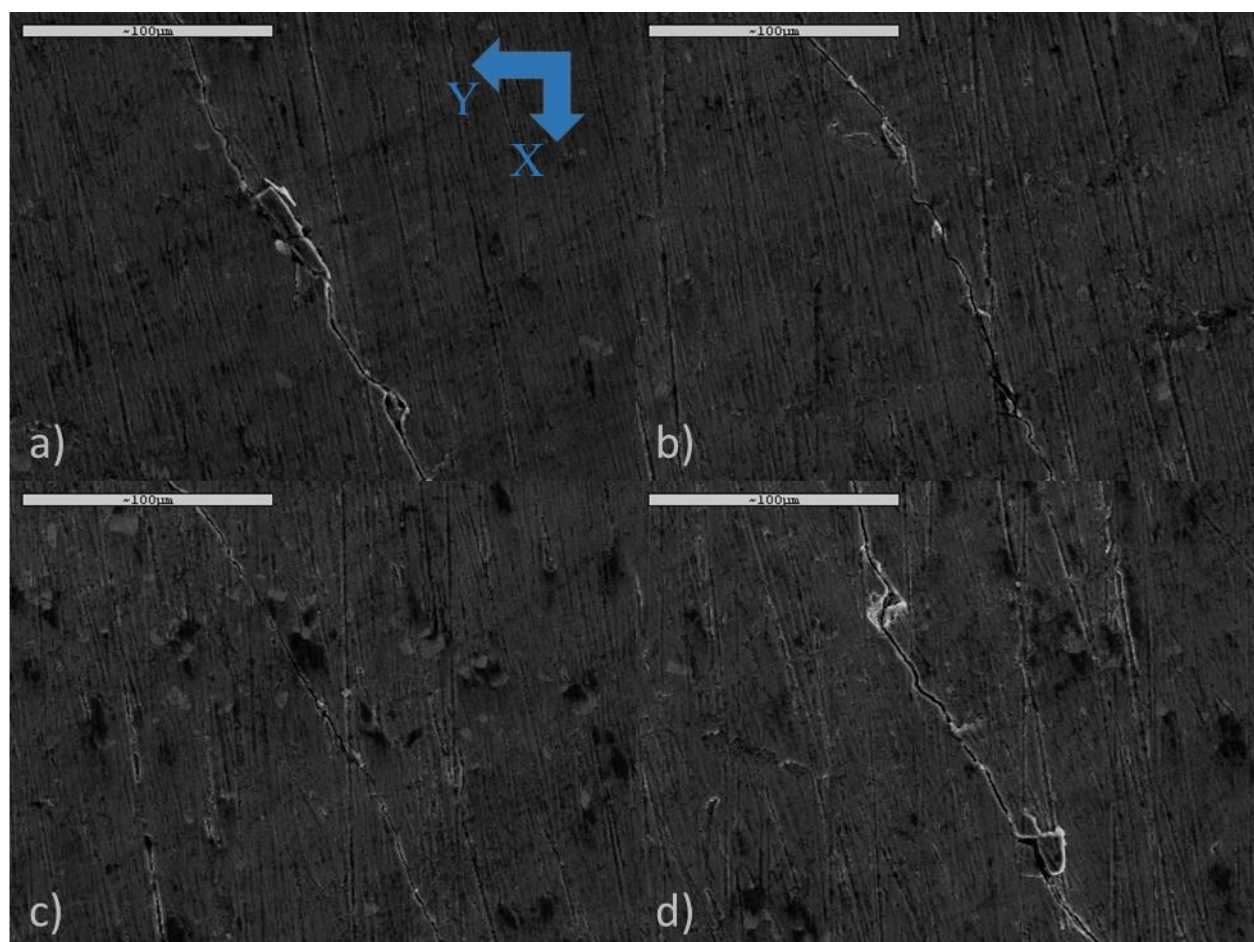


Figure 6.9 Fissures secondaires. Toutes les fissures sont orientées selon le même plan de cisaillement maximal que la fissure principale. Les coordonnées en mm des fissures sont (en prenant pour origine l'intersection entre la fissure principale et le bord) : a) (3,189 ; 0,624) ; b) (3,095 ; 1,410) ; c) (2,495 ; -1,212) ; d) (1,921 ; -2,181).

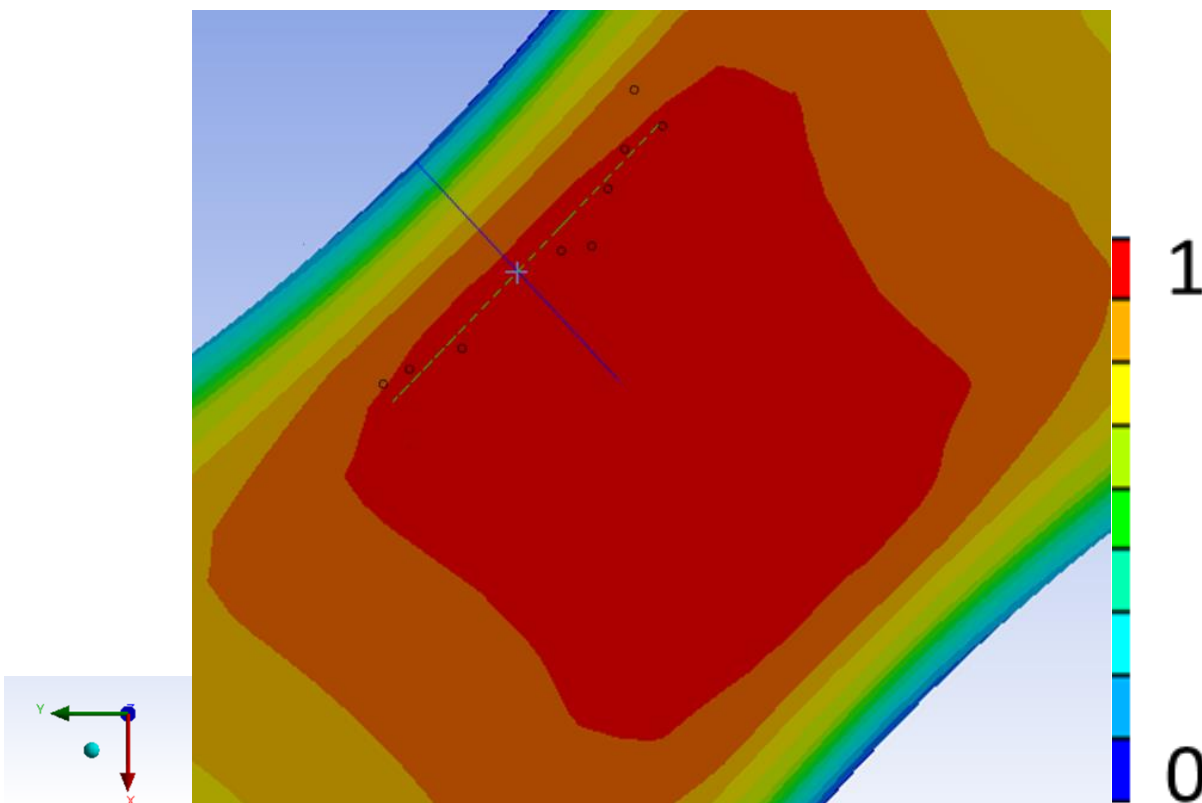


Figure 6.10 Distribution spatiale des sites d'amorce secondaires. Amorces secondaires (cercles noirs). Trace du plan de propagation de la fissure principale (ligne bleue). Segment le long duquel se trouvent les sites d'amorces secondaires (ligne traitillée verte). Les couleurs sur la surface représentent le champ de contrainte de Von Mises normalisé par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle).

6.1.3.3 Observation des faciès de rupture

Pour confirmer la position du site d'amorçage de la fissure principale, l'éprouvette est complètement brisée en appliquant une force de traction. Suite à cela, les deux plans de la fissure sont obtenus et observés à l'œil nu, à la loupe binoculaire et au MEB.

L'observation à l'œil permet de révéler le front de propagation semi-elliptique de la fissure tel que montré à la figure 6.11. Des débris de frottement de couleur noir sont visibles dans la région de propagation. En positionnant approximativement le centre de la demi-ellipse marquée par le front de propagation, la position du site d'amorçage est estimée. Celui-ci se trouve à environ 3 mm du bord le plus près tel que montré sur la figure 6.11. Ceci est en accord avec la région d'amorçage identifiée à l'aide de la méthode des embranchements (3,1 mm).

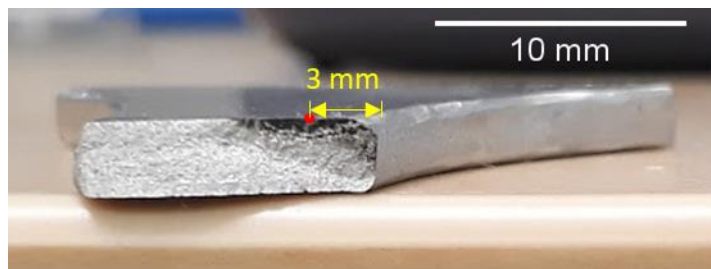


Figure 6.11 Faciès de rupture 1 : le cercle rouge marque le site d'amorçage correspondant au centre du front de propagation semi-elliptique.

L'analyse d'un faciès de rupture au MEB permet de confirmer la localisation d'une zone d'amorçage en traçant plus précisément le front de propagation et en observant la position des marches d'amorce. Sur la figure 6.12, la zone de propagation par fatigue est clairement délimitée par sa topographie différente de la zone de rupture brutale. Sur cette même figure, on arrive à tracer approximativement une ellipse marquant le front de propagation de la fissure. Néanmoins, la couche de débris (oxydes) qui couvre la surface brisée ne permet pas de préciser l'existence d'un seul site d'amorce sur le segment de 3 mm qui définit le grand axe de l'ellipse (figure 6.13). Il semble y avoir eu amorçage de plusieurs micro-fissures qui ont convergées en un front de propagation unique. De fines marches d'amorçage pointées par les flèches noires à la figure 6.13 supportent l'hypothèse d'un amorçage multi-site.

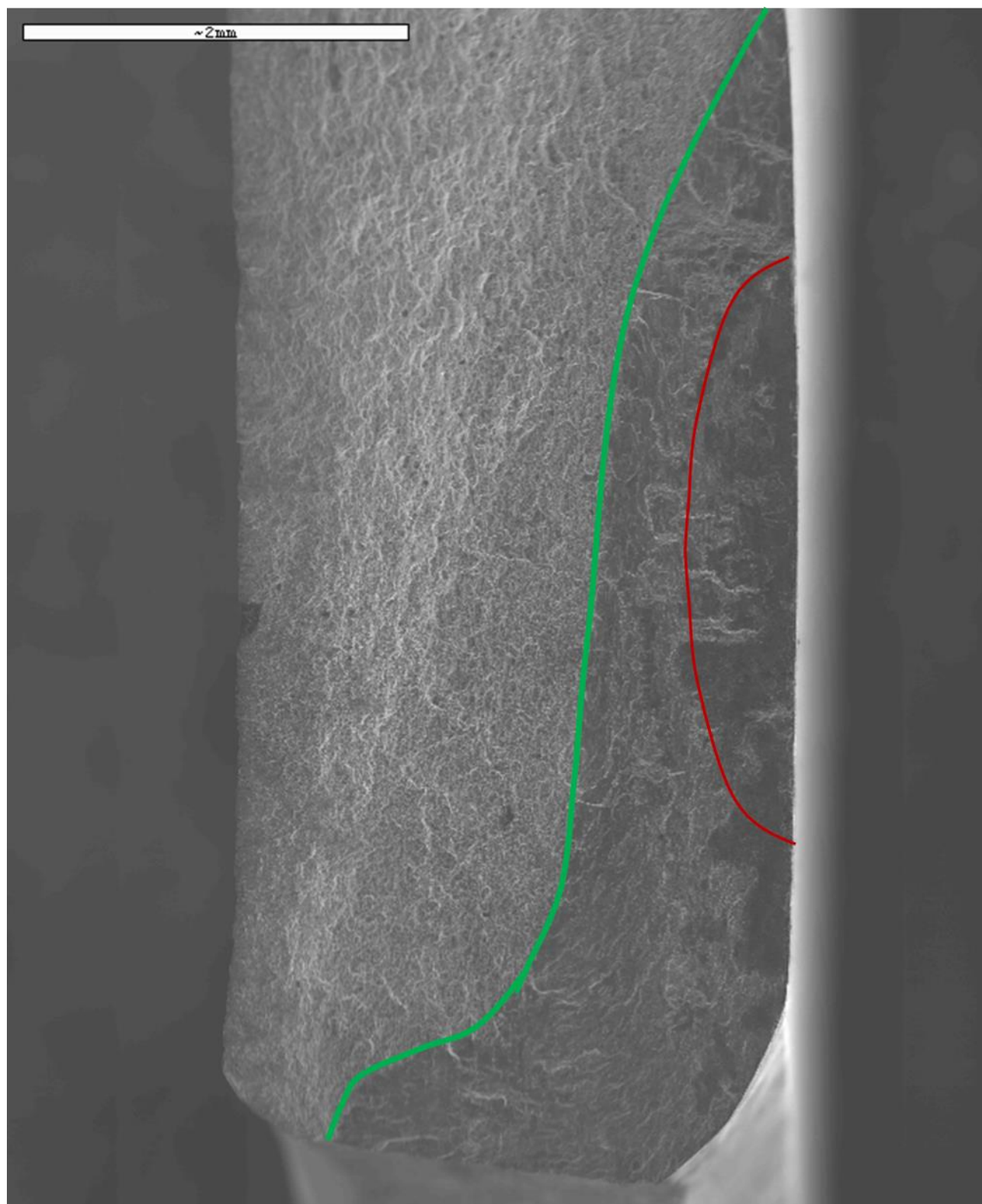


Figure 6.12 Faciès de rupture 1 au MEB. Grossissement : 15x. Front de propagation semi-elliptique en rouge. Limite entre la zone de propagation et la zone de rupture brutale en vert.

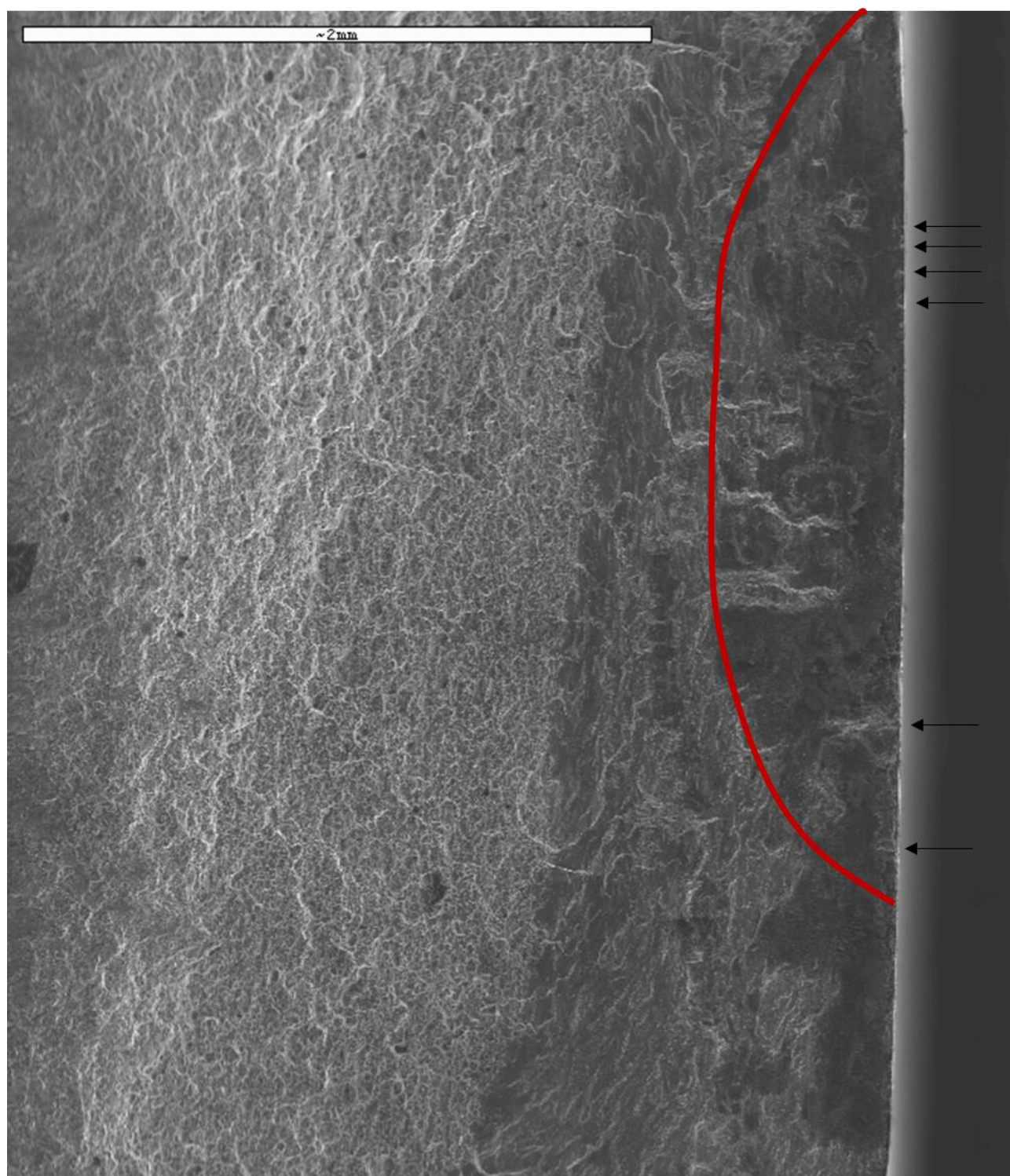


Figure 6.13 Faciès de rupture 1 au MEB. Grossissement 25x. Front de propagation semi-elliptique en rouge. Marches d'amorçages pointées par les flèches noires.

L'essai et l'étude d'endommagement du spécimen permettent de valider que la conception de l'éprouvette de cisaillement a un comportement en fatigue qui est près de celui prédit à l'aide des simulations numériques du champ de contrainte. En effet, les fissures se développent dans la région où la contrainte équivalente de Von Mises est maximale. De plus, la fissuration progresse sur les plans où le cisaillement est maximum.

Une autre conclusion importante de cette démarche expérimentale est la mise en évidence de la faible précision de l'étalonnage et du contrôle de l'essai en vitesse. En effet, il a été constaté que l'étalonnage de la déformation à partir des mesures de vitesse ne permet pas d'imposer précisément l'amplitude de contrainte cyclique durant l'essai à cause de l'incertitude sur la position du laser.

6.2 Spécimen de cisaillement pur

Le spécimen de cisaillement pur (taux de biaxialité -1) a été usiné, étalonné et testé de la même façon que le spécimen précédent (taux de biaxialité -0,88) à une différence près. L'étalonnage et le contrôle à partir des lectures d'accélération ont été privilégiés car l'expérience précédente a montré qu'ils sont plus précis que ceux réalisés à partir des mesures de vitesse.

6.2.1 Fréquence propre et étalonnage des déformations

Des balayages à 5 niveaux d'accélération sont effectués en mesurant la vitesse en un point ainsi que les déformations dans la zone où elles sont maximales. Pour des valeurs d'accélération de 2 / 2,5 / 3 / 3,5 / 4 g, les fréquences mesurées varient entre 95,5 Hz et 96,2 Hz. La fréquence propre prédite par éléments finis est de 98,9 Hz. Cela correspond à une erreur maximale de 2,7 % : il y a un bon accord entre les fréquences propres simulées et expérimentales.

Les résultats de la calibration de la déformation à partir de l'accélération du pot vibrant sont présentés à la figure 6.14. Des relations linéaires entre les déformations et l'accélération sont proposées. Pour la première éprouvette, une relation parabolique a été présentée à la figure 6.3b. Il a été remarqué lors de la réalisation de ce deuxième essai qu'il est possible d'obtenir une relation linéaire entre les déformations et l'accélération. La stratégie identifiée pour linéariser la réponse consiste à démarrer l'étalonnage par le palier d'accélération maximale et de passer ensuite aux paliers de plus faibles accélérations. Cette stratégie semble éliminer certains effets d'histoire probablement dus à des contacts imparfaits (initialement non rigides) dans l'assemblage. Ainsi, il

apparaît qu'en appliquant ce nouveau protocole l'amortissement varie moins dans la plage d'accélération étudiée.

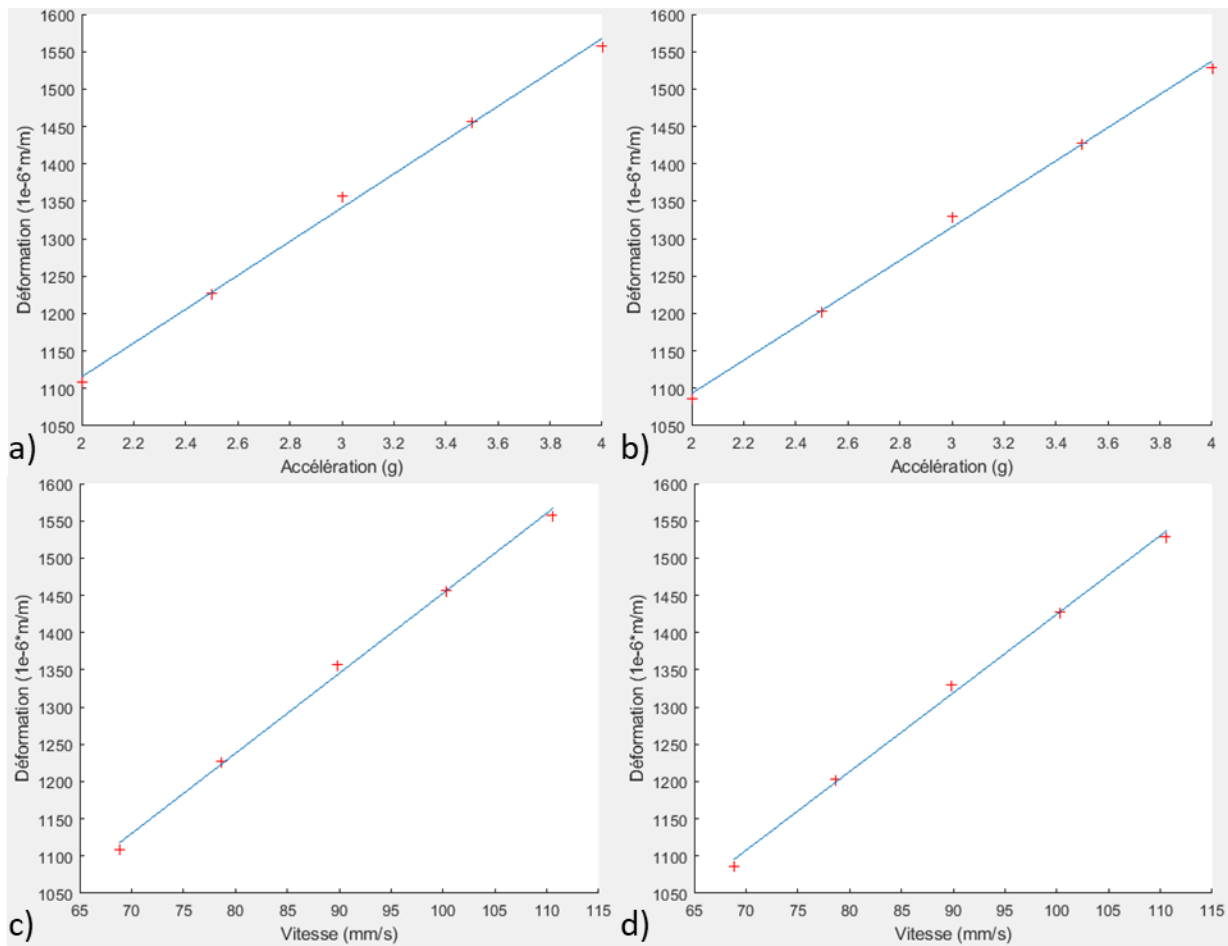


Figure 6.14 Courbes de calibration du spécimen de cisaillement, ε_{xx} et ε_{yy} . (a) et (b) en accélération. (c) et (d) en vitesse.

Afin de confirmer que l'amortissement n'est pas influencé par l'accélération et la présence de jauges, celui-ci a été calculé par la méthode du demi-puissance pour 3 accélérations sur une plage allant de 2 à 4 g. Les FRF mesurées à 2 et 4 g sont présentées à la figure 6.15. Les résultats présentés dans le tableau 6.3 confirment que le taux d'amortissement évolue peu en fonction de l'accélération. De plus, celui-ci n'est pas sensible à la présence des jauges. Les résultats de cette comparaison permettent de valider que la calibration par accélération est robuste.

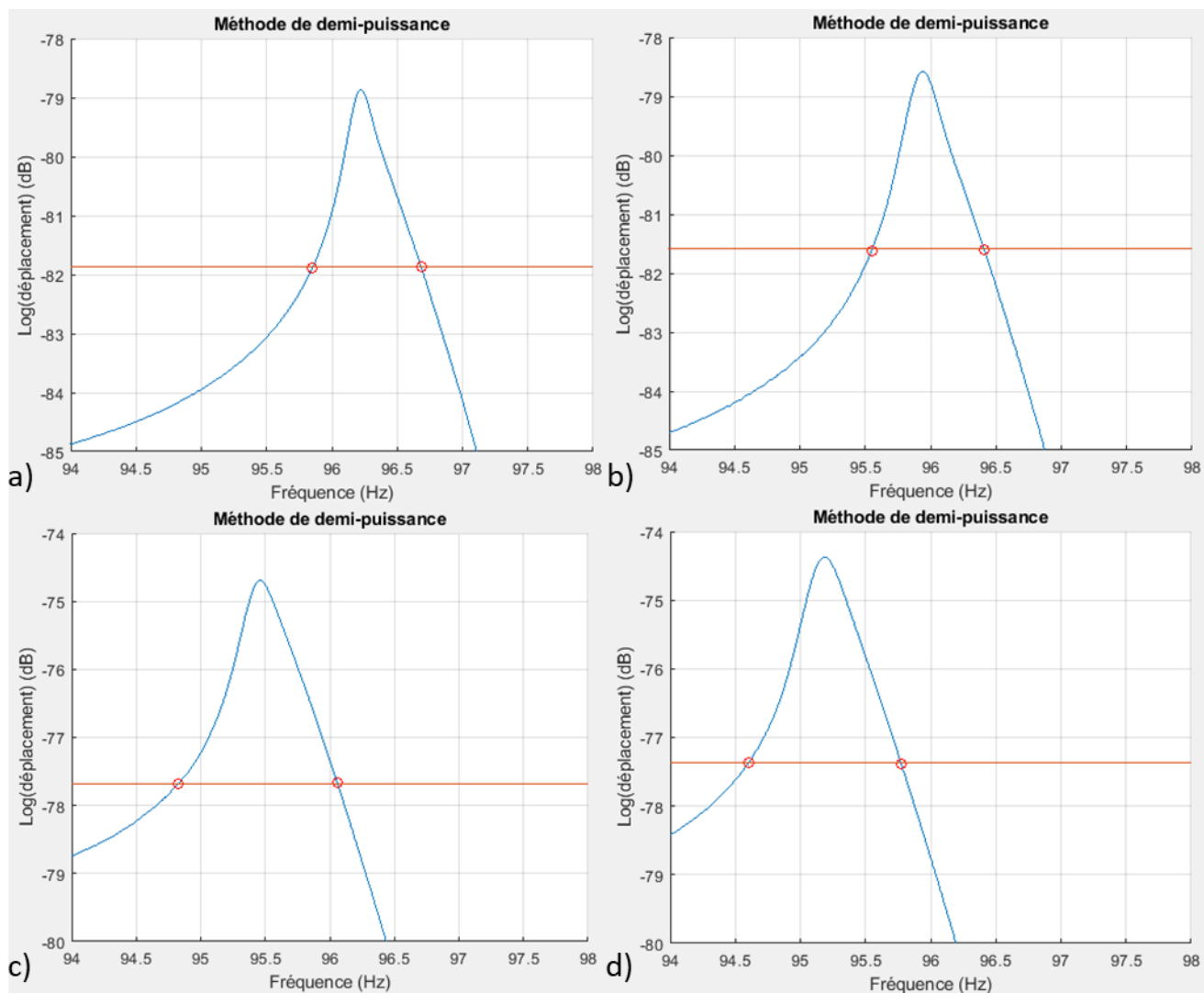


Figure 6.15 Évolution du log du déplacement en fonction de la fréquence pour une sollicitation harmonique à une accélération de : a) 2 g avec jauges, b) 2 g sans jauges, c) 4 g avec jauges, d) 4 g sans jauges. Les deux cercles rouges représentent les mesures utilisées pour le calcul de l'amortissement.

Tableau 6.3 Validation de l'étalonnage par accélération après le polissage de l'éprouvette

Accélération (g)	Amortissement avec jauges (%)	Amortissement sans jauges (%)	Erreur relative (%)
2	0,43	0,45	3,9

3	0,54	0,56	3,1
4	0,65	0,62	5,2

L'état de contrainte de cisaillement pur a également été vérifié expérimentalement. En principe, si l'état de contrainte est bien celui attendu, les mêmes amplitudes de déformation cyclique devraient être mesurées dans les deux directions principales. Or, la différence relative entre ε_{xx} et ε_{yy} à chaque niveau d'accélération est d'environ 2 %, ce qui valide bien la conception de l'éprouvette de cisaillement pur.

6.2.2 Essai de fatigue

Le spécimen est sollicité, dans une première phase, à une contrainte de cisaillement de 100 MPa pendant 1 million de cycles. Ce niveau de contrainte devrait permettre de l'endommager en moins de 10 millions de cycles comme discuté dans la section 2.3.2.

D'après l'étalonnage, il est nécessaire d'imposer une accélération de 2,517 g pour atteindre les 100 MPa souhaités.

Pour ces essais, le pilotage sera réalisé en accélération imposée. Le vibromètre laser sera quant à lui utilisé pour suivre l'évolution de la vitesse au cours de l'essai. Cette vitesse est importante car elle sera utilisée pour définir un critère d'arrêt. Comme expliqué précédemment, l'endommagement provoquera une diminution de fréquence propre qui, à accélération et fréquence d'excitation fixes, aura pour conséquence de diminuer la vitesse de déplacement l'éprouvette (diminution de vitesse). Cette nouvelle stratégie de suivi de l'essai permet d'éviter d'arrêter périodiquement pour balayer et mesurer la fréquence propre comme il a été fait pour la première éprouvette.

Un balayage harmonique à 2,517 g est effectué à quelques reprises pour obtenir la fréquence propre et la vitesse initiales : une vitesse au pic de 84,4 mm/s à 95,55 Hz est mesurée.

Le premier palier de l'essai est alors lancé avec les paramètres $a = 2,517 \text{ g}$ et $f = 95,55 \text{ Hz}$. La vitesse initialement mesurée est de 81,2 mm/s. Si une vitesse de 84,4 mm/s correspond à une contrainte de 100 MPa, alors 81,2 mm/s correspond à 96,2 MPa par proportionnalité. En effet, il existe une petite différence entre la réponse de l'éprouvette en balayage et sa réponse en excitation

harmonique fixe. Ce palier est complété sans chute de vitesse ni endommagement visible à l'œil nu sur la surface supérieure de l'éprouvette. Le suivi de la vitesse et de la contrainte de cisaillement calculée à partir de la vitesse au cours de l'essai sont montrés à la figure 6.16.

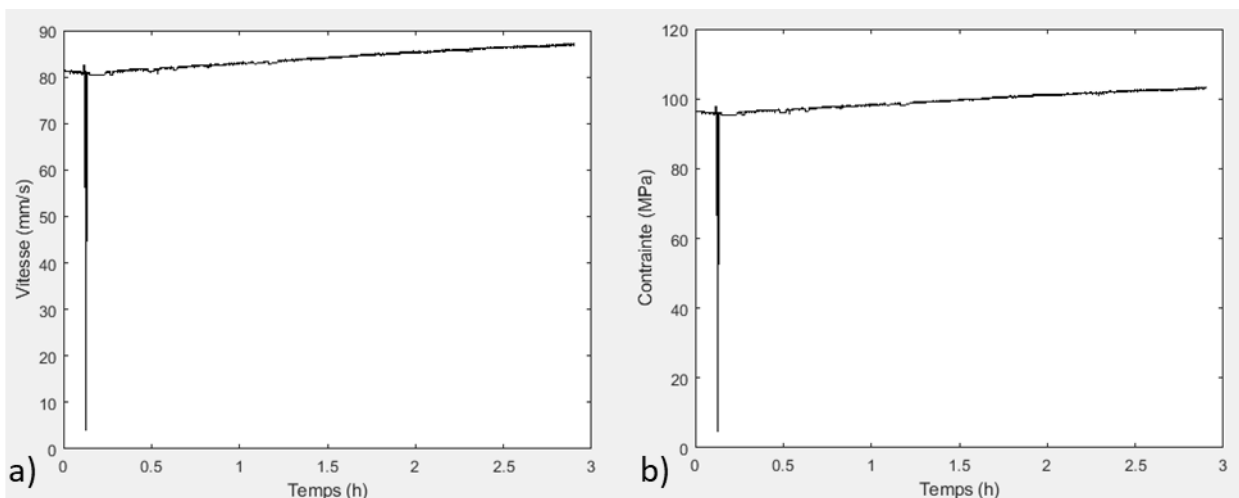


Figure 6.16 Évolution de la vitesse (a) et de la contrainte de cisaillement (b) au cours du temps lors du palier 1 de l'essai.

Un second palier à 120 MPa est ensuite lancé. D'après la calibration, cela correspond à $a = 3,603 g$. Des balayages sont alors effectués comme pour le palier 1 et la fréquence $f = 95,22 Hz$ et la vitesse $v = 109,7 mm/s$ sont obtenues. Lorsque l'essai de fatigue à excitation harmonique fixe est lancé, $v = 104,3 mm/s$ au lieu de $109,7 mm/s$, ce qui correspond à 114 MPa au lieu du 120 MPa prévus lors des balayages harmoniques.

Au bout de 690 000 cycles l'essai est interrompu car une chute de vitesse est observée. Celle-ci est passée de 104 mm/s à 97 mm/s. Les mesures de vitesse et la contrainte de cisaillement calculée à partir de la vitesse sont illustrées à la figure 6.17. Pour définir un critère d'arrêt, l'intersection des asymptotes extrémales est utilisée tel qu'illustré sur la figure 6.18 : cela signifie qu'on prolonge les pentes en début et en fin de courbe afin de déterminer leur point d'intersection. Cela permet d'identifier le début de la chute plus rapide de la vitesse et un début d'endommagement significatif à 380 000 cycles dans le second palier. Par conséquent, le spécimen est considéré endommagé à partir de 1,38 millions de cycles au total dont 1 million à $\sim 100 MPa$ et 0,38 millions à $\sim 120 MPa$. Ce résultat est en accord avec les données de la littérature sur la tenue en fatigue de cet alliage en cisaillement. Mayer a mesuré une résistance en cisaillement à 10^6 cycles qui varie entre 115-

130 MPa pour l'alliage 2024-T351 sous forme de géométrie de révolution ayant un diamètre minimal de 5 mm (Mayer, 2006).

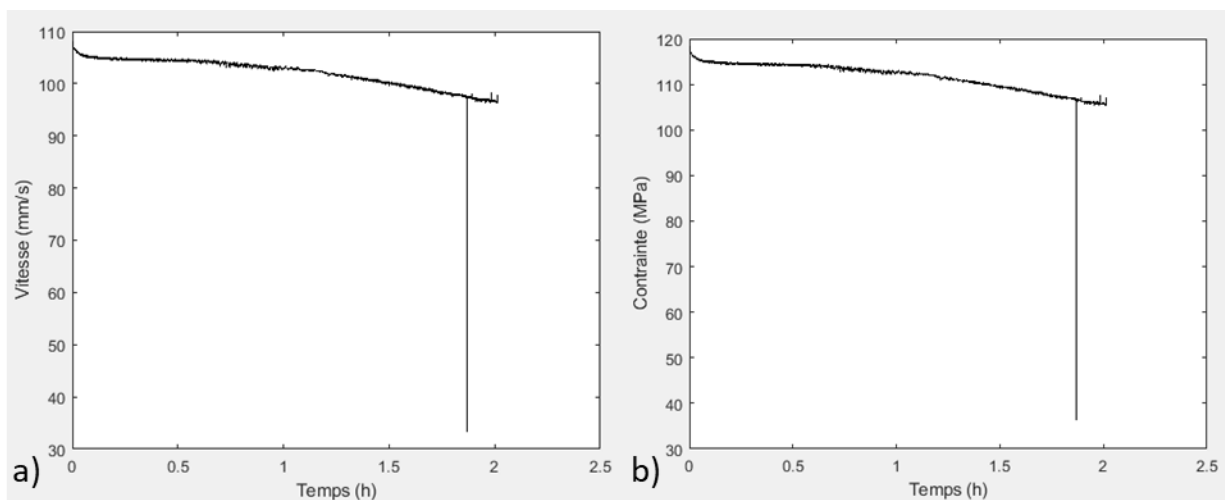


Figure 6.17 Évolution de la vitesse (a) et de la contrainte de cisaillement (b) au cours du temps lors du palier 2 de l'essai.

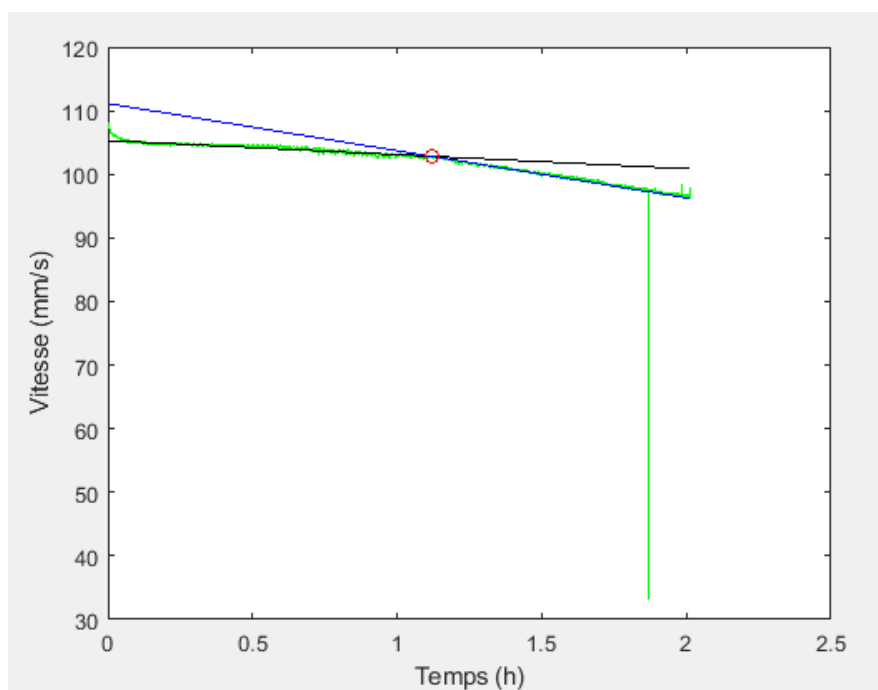


Figure 6.18 Identification de la fin de l'essai par l'intersection des asymptotes

Si l'allure de l'évolution de la vitesse au cours de l'essai avait été constituée d'un plateau suivi d'une chute brutale, ce type de pilotage aurait pu être utilisé pour nos essais car l'amorçage aurait été clairement identifié et la contrainte imposée constante lors de l'essai. D'après les courbes

obtenues, le pilotage en accélération ne permet pas d'imposer un niveau de contrainte fixe sur toute la durée de l'essai, ce qui rend également la détection de l'amorçage à travers l'évolution de la vitesse difficile.

Pour améliorer le pilotage de l'essai, il pourrait être intéressant d'utiliser la combinaison de l'étalonnage par accélération et du pilotage en vitesse.

6.2.3 Endommagement

Des observations à la loupe binoculaire après l'essai permettent de confirmer l'endommagement en cisaillement dans la zone où la contrainte est maximale. En effet, la présence d'une multitude de fissures sur toute la zone de fatigue est observée tel que montré aux figures 6.19-20. Les fissures sont alignées selon deux directions orthogonales correspondant aux plans de contrainte de cisaillement maximale. Les plans de contrainte de cisaillement maximale sont illustrés à la figure 6.21. Un patron d'endommagement formé d'un grand nombre de petites fissures distribuées sur une zone relativement large est classique lors des essais de fatigue en cisaillement de matériaux ductiles (Abrivard, Pessard, Morel, Delhayé, & Gerin, 2013).

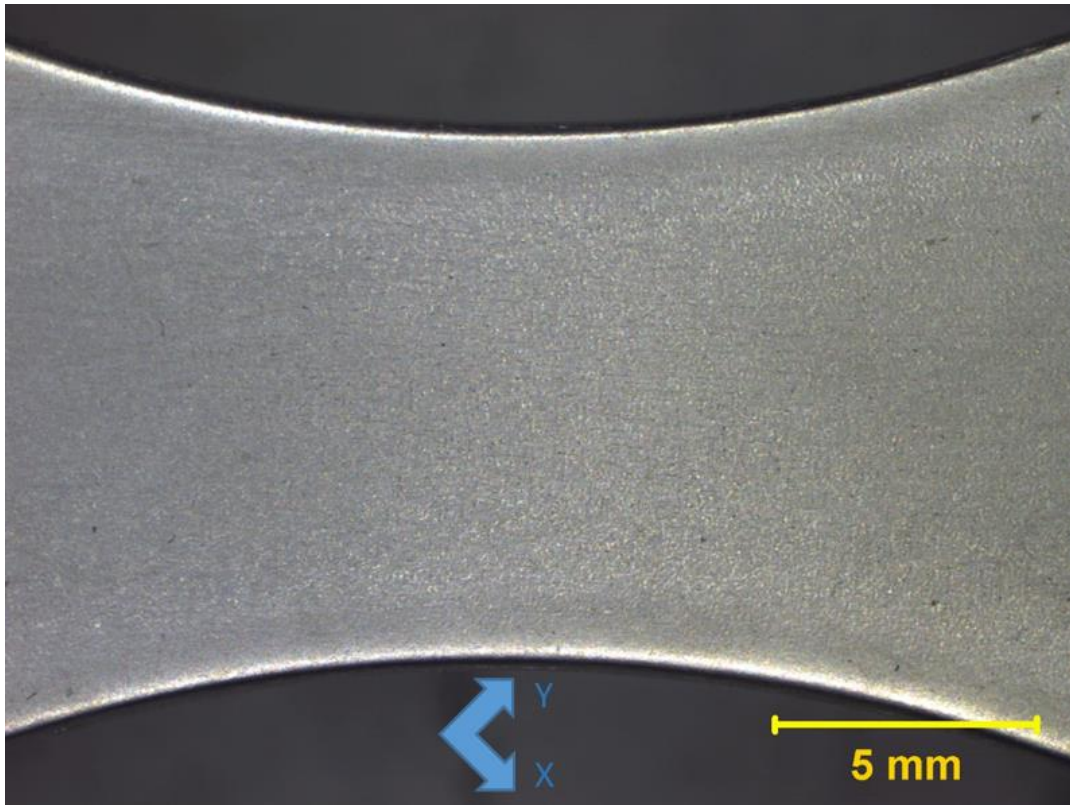


Figure 6.19 Photo à faible grossissement montrant la zone de fatigue et l'orientation

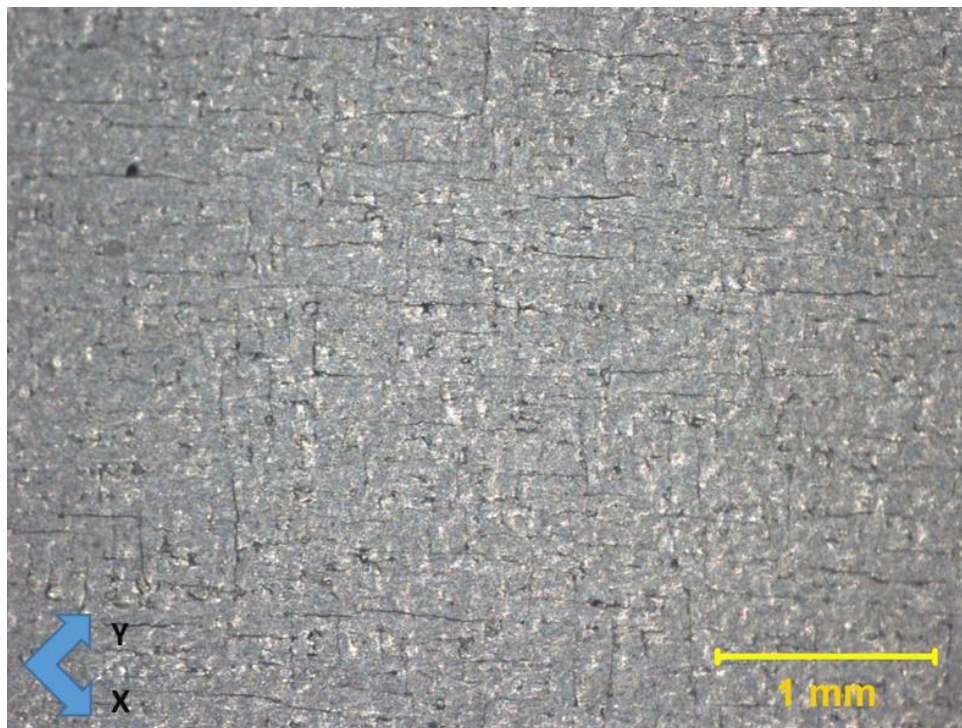


Figure 6.20 Détail de la 'grille' de fissures orthogonales. L'orientation est conservée

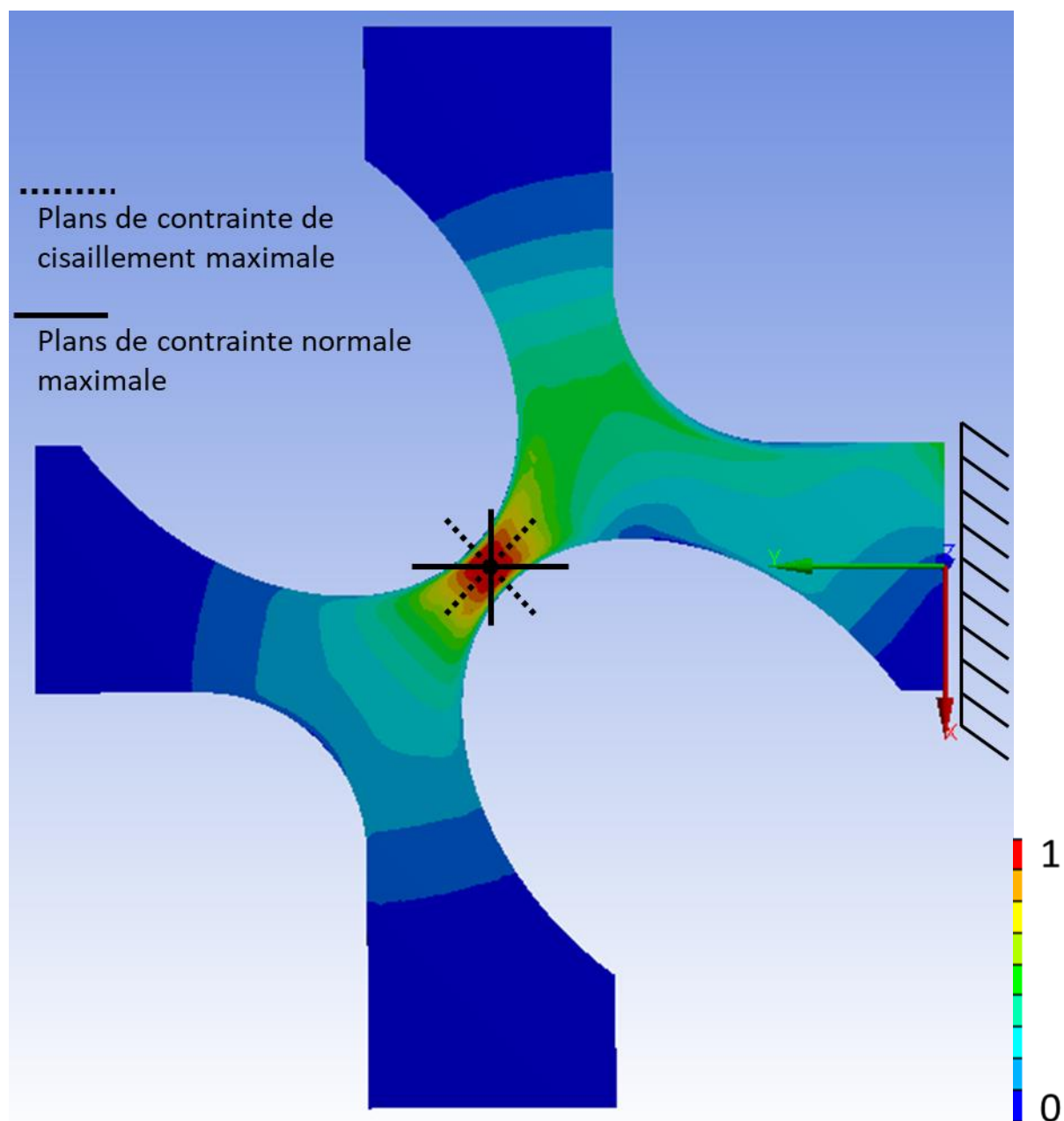


Figure 6.21 Illustration des plans de contrainte de cisaillement/normale maximale. Le bord encastré est marqué par le repère et le symbole d'encastrement. Les couleurs représentent la contrainte équivalente de Von Mises normalisée par la valeur maximale (maximum sur 1 cycle).

6.2.4 Bilan

Cette démarche expérimentale permet de valider que l'éprouvette développée permet de générer du cisaillement pur et que les amplitudes de contrainte cyclique générées sont celles attendues pour une résistance en fatigue de l'ordre de 10^6 cycles. Le fait que la tenue en fatigue mesurée à 100 Hz est comparable à celle rapportée dans la littérature à 20 kHz par Mayer (Mayer, 2006) pourrait indiquer que les effets de fréquence sont petits pour le 2024-T3 dans l'air. Cela dit, une plus grande campagne d'essais est nécessaire afin de pouvoir faire une comparaison valide.

La taille de la zone de fatigue ainsi que les directions de propagation des fissures et leur grand nombre sont en accord avec l'état de contrainte de cisaillement pur visé par la conception. De plus, la position de la zone endommagée reflète la zone de fatigue prédite numériquement au centre du spécimen.

L'essai ne requiert que 4 g au maximum, ce qui est bien en deçà de l'accélération maximale du pot vibrant disponible qui a une capacité de 100 g.

Enfin, l'étalonnage/contrôle par accélération permet de mener l'essai dans le voisinage des consignes d'amplitude de contrainte cyclique sélectionnées. Néanmoins, cette méthode de contrôle ne permet pas de garder un niveau de contrainte constant tout au long de l'essai.

CHAPITRE 7 DISCUSSION

Ce chapitre présente dans un premier temps une synthèse du travail effectué et ses limitations quant aux objectifs fixés. Ensuite, plusieurs pistes d'ouverture et d'améliorations futures sont proposées.

7.1 Synthèse et limites

Dans ce projet, le but était d'explorer la plage d'états de contrainte multiaxiaux pouvant être générés en flexion vibratoire sur une tôle. De plus, l'étude de l'effet de la fréquence de sollicitation sur la tenue en fatigue était un point qui devait être abordé. Enfin, il était souhaité de déterminer, parmi les différentes options possibles, utilisées dans la littérature ou non, la méthodologie optimale de contrôle de l'essai.

7.1.1 Fréquence et amortissement

Des essais de faisabilité ont été menés à l'aide d'une version modifiée d'éprouvettes reportées dans la littérature (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004). Ces essais ont mis en évidence l'amortissement en tant que contrainte de conception importante. Les origines physiques de l'amortissement sont dans notre cas mal connues et le taux d'amortissement est variable entre les différentes géométries testées. Précisons que la prédiction et la maîtrise de l'amortissement reste un problème complexe dans le domaine vibratoire et que celui-ci n'a pu ni être modélisé ni contrôlé ou réduit dans le cadre de ce projet.

Il a alors été décidé de développer des géométries d'éprouvette caractérisées par des fréquences de résonance plus faibles afin d'augmenter l'amplitude de contrainte cyclique maximale obtenue pour une amplitude d'accélération du pot vibrant et un taux amortissement donnés. Le choix de cette stratégie face au défi de l'amortissement a eu pour conséquence de limiter la plage de fréquence envisageable. C'est une première limitation importante de la méthodologie développée découlant de l'amortissement important du système.

7.1.2 Taux de multiaxialité

Les géométries envisagées pour diminuer l'accélération nécessaire à l'atteinte de l'amplitude de contrainte cyclique visée en fatigue sont différentes de celles connues de la littérature. Afin de viser

l'atteinte de contrainte biaxiale maximale au centre de l'éprouvette (loin des bords), une méthodologie de conception a été proposée et appliquée.

Des éprouvettes ayant une géométrie favorisant le cisaillement $\beta \leq 0$ ont été conçues et éprouvées. Ces dernières permettent de générer une large plage d'états de contrainte, ce qui est souhaitable pour calibrer des critères de résistance en fatigue multiaxiale. L'éprouvette de cisaillement pur $\beta = -1$ est particulièrement intéressante puisqu'imposer une sollicitation de cisaillement sur une tôle à une fréquence proche de 100 Hz n'a jamais été rapporté dans la littérature.

Des modifications mineures de l'éprouvette de cisaillement permettent d'obtenir des taux de biaxialité allant de -0,9 à -0,6.

Les limitations concernant les états de contrainte qu'il est possible de générer à partir de la famille d'éprouvettes conçues sont les suivantes :

- Seul le rapport de contrainte $R = -1$ est atteignable par flexion vibratoire.
- Pour les taux de biaxialité intermédiaires, c'est-à-dire entre -1 et 0, il est parfois difficile d'obtenir des éprouvettes où la contrainte maximale est deux fois supérieure à celle au niveau des mors et localisée loin des bords. Il peut être nécessaire d'ajouter des concentrateurs de contrainte. Cela a pour inconvénient de réduire le volume sollicité et de créer un gradient de contrainte.
- Des états de contrainte où $\beta > 0$ et avec une zone de contrainte maximale loin des bords n'ont pas été proposés. De telles éprouvettes, surtout à $\beta = 1$ sont intéressantes pour la comparaison de plusieurs critères multiaxiaux. Il est donc essentiel, pour compléter le travail fait dans ce projet, de concevoir une éprouvette de flexion équi-biaxiale ($\beta = 1$).

7.1.3 Méthodologie de contrôle

Deux éprouvettes de cisaillement ont été étalonnées et éprouvées afin d'être validées expérimentalement. Ces démarches ont permis de valider les états de contraintes et les zones de fatigue déterminées numériquement, en plus d'obtenir des durées de vies en fatigue HCF proches de ce qui est répertorié dans la littérature pour le 2024-T3.

Il a été démontré expérimentalement que la méthode vitesse-vitesse ne permet pas de choisir précisément la consigne de contrainte à cause de l'erreur de positionnement du laser après

l'étalonnage et avant l'essai. La méthode accélération-accélération ne souffre pas du défi de positionnement. Cela dit, cette méthode impose une accélération fixe qui ne conduit pas nécessairement à une contrainte fixe durant l'essai.

Une manière de tirer profit de chacune de ces méthodes serait de les coupler en utilisant la combinaison accélération-vitesse : c'est-à-dire d'effectuer un étalonnage par accélération. Ensuite, lorsque le spécimen est désinstrumenté et poli, l'accélération correspondant à la consigne de contrainte choisie est appliquée à l'éprouvette juste avant l'essai et la vitesse est mesurée à ce moment. L'essai peut alors être lancé immédiatement en contrôle de vitesse, en utilisant la vitesse mesurée, sans s'inquiéter de l'erreur de positionnement. Cette méthode permettrait de combiner les points forts des deux méthodologies précédentes : la consigne de niveau de contrainte pourrait être appliquée précisément (étalonnage par accélération) *et* conservée durant la durée de l'essai sans variation (contrôle en vitesse).

Une seconde éprouvette de cisaillement pur a été utilisée afin de tester cette méthodologie. Cela dit, il a été constaté lors du lancement de l'essai contrôlé en vitesse, que la vitesse reste constante près de la consigne alors que l'accélération augmente de manière importante. Ce processus a été interrompu lorsque l'accélération a dépassé une valeur anormalement élevée de 10 g. Cet essai montre que le contrôle en vitesse peut parfois devenir instable.

Une hypothèse de scénario basée sur l'observation de l'augmentation de l'accélération pour une vitesse mesurée quasi constante est la suivante :

- L'essai est lancé à une fréquence imposée et le contrôleur souhaite atteindre la consigne en vitesse en jouant sur l'accélération.
- Le contrôleur augmente l'accélération de manière brutale afin d'atteindre la consigne de vitesse mais génère une déformation ou contrainte qui dépasse la limite d'élasticité
- Le passage dans le domaine plastique génère une augmentation du taux d'amortissement et une chute de la vitesse
- Cette augmentation d'amortissement implique qu'il faut encore augmenter l'amplitude d'accélération afin de conserver la consigne de vitesse.
- Le système devient instable et ne peut plus converger : l'accélération augmente sans limite pour une vitesse constante.

L'augmentation de l'amortissement est donc ici attribuée à la sollicitation de l'éprouvette dans le domaine plastique. Ce problème est probablement dû à la boucle de régulation du pot qui est instable près du pic de résonance où des réponses non linéaires et parfois brutales du système en fonction de la consigne peuvent être observées.

Des problèmes de plastification accidentelle ont déjà été observés avec une éprouvette 2000 Hz cruciforme. L'éprouvette a été sollicitée pendant 10 millions de cycles. Suite à cela, l'apparition d'un état de surface difficile à interpréter a été observée, tel qu'illustré à la figure 7.1. Une hypothèse potentielle serait que cela correspond à de la plastification (peau d'orange). Cela laisserait penser que la contrainte maximale réelle était bien plus importante que la contrainte prévue à un moment donné de l'essai.



Figure 7.1 État de surface après 10 millions de cycles

Ces hypothèses de comportement doivent être validées par de nouveaux essais dont l'objectif sera également de proposer un pilotage optimal de l'essai vibratoire.

7.2 Pistes d'amélioration

Les types de sollicitation qui ont été obtenus dans ce projet sont abordés, en présentant des moyens d'améliorer le processus de conception. Cette discussion inclut une piste pour des essais à $R \neq -1$ ainsi qu'une méthodologie systématique de conception de géométries permettant potentiellement d'explorer plus efficacement l'espace des éprouvettes envisageables que par itérations manuelles.

7.2.1 Chargement avec contrainte moyenne ($R \neq -1$) par ajout de masse

La limite principale des essais de fatigue vibratoire simples est de ne pas pouvoir imposer des chargements non alternés de rapport de charge $R \neq -1$. En ajoutant des masses, il devrait être possible d'imposer des contraintes moyennes par flexion statique des éprouvettes en plus de la flexion vibratoire provenant de l'excitation par le pot vibrant.

7.2.2 Optimisation automatisée de géométrie

Dans ce projet, les géométries ont été obtenues par essai/erreur ainsi que par des heuristiques et des intuitions développées à travers les itérations de conception. De plus, il est devenu apparent à travers ce processus que plusieurs formes non triviales peuvent donner lieu à des champs de déformations - donc des types de sollicitations - très utiles. Est-il possible d'utiliser une méthode plus systématique afin de découvrir ces géométries tout en s'affranchissant des limites de l'intuition humaine ?

L'espace des formes d'éprouvettes possible est très grand et les critères définissant une 'bonne' géométrie sont multiples. Il est possible, pour une géométrie donnée, de calculer son champ de contrainte pour chaque mode vibratoire puis de calculer la performance de chaque mode par rapport aux critères de conception. Par conséquent, ceci est un problème d'optimisation par boîte noire où la fonction inconnue mais évaluable est celle prenant une géométrie en entrée et donnant une quantification de performance en sortie.

Il pourrait donc être intéressant via l'utilisation d'algorithmes d'optimisation comme les algorithmes génétiques par exemple, de rechercher de nouvelles géométries d'éprouvettes plus performantes que celles proposées dans ces travaux ou des géométries atteignant des taux de biaxialité $\beta > 0$.

CONCLUSION

L'objectif principal de ce projet était d'explorer les différents états de contrainte qui peuvent être générés par fatigue vibratoire et de développer une méthode d'essai robuste pour calibrer les critères de fatigue multiaxiaux à l'aide de cette méthode. Cela permettrait alors d'établir un critère de fatigue multiaxiale pour un métal donné d'après les limites en fatigue déterminées à chaque état de contrainte distinct, tel que celui proposé par Dang Van *et al.* (Dang Van, 1973). La sollicitation par vibration de plaques métalliques minces a été identifiée comme une méthode ayant le potentiel de créer une large variété d'états de contrainte et a été étudiée.

La question suivante a alors été posée : quelle plage de multiaxialité peut être générée sur une tôle via l'utilisation d'un pot vibrant ?

Il s'agissait donc de déterminer des formes d'éprouvette permettant d'obtenir des états de contrainte avec une composante de contrainte hydrostatique variée. De plus, ces éprouvettes devaient être excitables à des amplitudes de contrainte cyclique menant à une durée de vie en fatigue de l'ordre de 10^6 - 10^7 cycles avec un pot vibrant de 100 g. Ainsi des géométries d'éprouvettes répondant à ces critères ont été développées et certaines testées.

Une géométrie cruciforme dont la fréquence peut être diminuée jusqu'à une centaine de Hz tout en gardant une taille raisonnable d'éprouvette a donc été conçue. Cette dernière a permis d'atteindre une large plage de taux de biaxialité $\beta = -1 / -0,9 / -0,8 / -0,7 / -0,6 / 0$ en changeant de mode de vibration et en modifiant légèrement la géométrie.

Une éprouvette de rapport de biaxialité $-0,88$ et une seconde de cisaillement pur (-1) ont ensuite été fabriquées et validées expérimentalement.

Pour l'éprouvette $-0,88$, une contrainte équivalente de Von Mises de plus 200 MPa, suffisante pour l'endommager en $\sim 10^6$ cycles, a pu être générée avec une accélération du pot de l'ordre de 0,5 g. De plus, l'étude d'endommagement a révélé que les fissures se trouvent dans la zone de forte contrainte prédite numériquement, et loin des bords. Les directions des fissures sont alignées avec un plan de cisaillement maximal, ce qui confirme aussi l'état de contrainte de cisaillement visé.

Pour l'éprouvette de cisaillement pur -1 , une contrainte équivalente de cisaillement située entre 100 et 120 MPa, suffisante pour l'endommager en $\sim 10^6$ cycles, a pu être générée avec une

accélération du pot de 3,6 g au maximum. De plus, la zone endommagée correspond à la zone de forte contrainte prédite numériquement et couvre une large surface, ce qui est attendu pour du cisaillement pur d'après la littérature (Abrivard, Pessard, Morel, Delhayé, & Gerin, 2013). Les directions des fissures sont alignées avec les deux plans de cisaillement maximal, ce qui confirme aussi l'état de contrainte prédit numériquement. Pour cette éprouvette, le nombre de cycles à l'endommagement est comparable aux résultats des essais de cisaillement cyclique publiés dans la littérature, soit 115-130 MPa pour 10^6 cycles d'après Mayer (Mayer, 2006).

Il fallait également répondre aux deux questions suivantes :

- Quelle est la méthode de contrôle optimale pour conduire des essais de fatigue en amplitude de contrainte cyclique imposée ?
- Quelle grandeur mesurable choisir comme critère d'arrêt de l'essai ? Ce critère devra être capable de détecter la présence d'une fissure longue au sein de la structure.

Plusieurs méthodologies de calibration et de contrôle ont été testées, notamment par accélération et par vitesse.

L'incertitude importante introduite lorsqu'une calibration par vitesse est effectuée, de l'ordre de 20 % sur l'amplitude de contrainte cyclique imposée, a été mise en évidence. Par conséquent, il a été décidé de se baser sur les calibrations par accélération caractérisées par une erreur proche de 5 %.

Pour ce qui est du contrôle, si le contrôle par accélération est choisi, alors le niveau d'accélération est déterminé selon la calibration. Ensuite, l'essai est lancé en mesurant la vitesse, le critère d'arrêt étant une diminution 'assez rapide' de cette dernière. Cette méthode ne permet cependant pas de conserver un niveau de contrainte constant sur toute la durée de l'essai.

C'est pour cette raison que le contrôle en vitesse combiné à la calibration par accélération semble prometteur. Cette méthode permettrait d'imposer précisément le niveau de contrainte (calibration par accélération) *et* de le garder constant sur toute la durée de l'essai (contrôle en vitesse). Dans ce cas, le critère d'arrêt est basé sur une augmentation de l'accélération du pot. Le fait que la contrainte soit maintenue à un niveau constant pendant l'essai et même après le début de l'endommagement favoriserait la formation de fissures longues et rendrait le critère d'arrêt plus net.

Cela dit, des essais ont montré qu'il peut y avoir un défi lié à la stabilisation du contrôleur provoquant une augmentation illimitée de l'accélération étant donnée une consigne de vitesse fixe.

La dernière question était la suivante : quelle est la sensibilité de la résistance en fatigue du 2024-T3 à la fréquence de sollicitation ?

Cette question n'a pas pu être examinée expérimentalement dans ce projet de manière satisfaisante. De plus, la littérature montre que des effets de fréquence peuvent être observés, surtout dans des environnements agressifs. Cela dit, le fait que la tenue en fatigue de l'éprouvette de cisaillement pur (~100 Hz) était relativement proche des résultats obtenus sur un montage ultrasonique (~20 kHz) pourrait laisser penser que ces effets sont relativement petits à l'air pour l'alliage 2024-T3. Le fait que les essais ont été réalisés à une fréquence proche de celle d'un vibrophore classique appuie l'idée que l'aspect vibratoire de la méthode développée sert surtout à atteindre des états de contrainte intéressants en visant des modes de vibration particuliers. L'applicabilité de cette méthode d'essai ne se limite donc pas uniquement aux pièces sollicitées en vibration mais à l'ensemble des composants sollicités en fatigue.

Pour résumer, le travail effectué permet d'élargir la gamme de taux de biaxialité atteignables en essais de fatigue HCF sur tôle avec un pot vibrant. Cela permettra de calibrer plus facilement et plus précisément des critères multiaxiaux tel que celui de Dang Van (Dang Van, 1973). En effet, il n'y avait pas dans la littérature d'éprouvettes en tôle permettant d'obtenir des taux de biaxialité négatifs. La géométrie cruciforme proposée permet de balayer aisément une large gamme de valeurs de $\beta \leq 0$ en plus d'une éprouvette uniaxiale où la zone de forte contrainte n'est pas en contact avec un bord. Ceci complète le travail de George *et al.* (George, Seidt, Shen, Nicholas, & Cross, 2004) qui a proposé une éprouvette $\beta = 0,59 > 0$. De plus, des modifications de la géométrie cruciforme sont susceptibles de permettre l'atteinte d'une large gamme de $\beta > 0$ aussi, par exploitation d'un mode de flexion biaxiale en phase.

Pour continuer et étendre le travail fait ici, il serait intéressant de déterminer des protocoles de conception de géométrie plus efficaces tels que ceux décrits dans le chapitre 'Discussion', notamment pour obtenir des taux de biaxialité positifs. Les méthodes de contrôle peuvent également être explorées plus pleinement et le contrôle par vitesse rendu plus stable. Le critère d'arrêt bénéficierait aussi de plus d'exploration expérimentale : il faudrait collecter, pour une forme d'éprouvette donnée par exemple, un nombre important de mesures de vitesse/accélération le long

d'un essai. De cette manière, il serait possible d'établir un critère d'arrêt répétable et précis. Enfin, il reste possible d'explorer la faisabilité d'essais à plus haute fréquence afin d'accélérer les essais et de mesurer les éventuels effets de fréquence.

RÉFÉRENCES

- Abrivard, B., Pessard, E., Morel, F., Delhay, P., & Gerin, B. (2013). The Effect of microstructural heterogeneities on the fatigue behaviour of 22MnB5 sheet steel. *13th International Spring Meeting SF2M*, (pp. 62-71). Paris, France.
- Abroug, F. (2018). *Effet des défauts d'usinage sur la tenue en fatigue de pièces aéronautiques*. PASTEL.
- Bellett, D., Morel, F., Morel, A., & J.-L., L. (2011). A Biaxial Fatigue Specimen for Uniaxial Loading. *Strain* 47 (3), 227-240.
- Bradshaw, F. (1969). The influence of gaseous environment and fatigue frequency on the growth of fatigue cracks in some aluminum alloys. *International Journal of Fracture Mechanics* 5, 255-268.
- Brugger, C., Palin-Luc, T., & Osmond, P. (2017). A new ultrasonic fatigue testing device for biaxial bending in the gigacycle regime. *International Journal of Fatigue* 100 (2), 619-26.
- Bruns J, Z. A.-E. (2015). Vibration-based bending fatigue of a hybrid insert-plate system. *Exp Mech* 55, 1067–80.
- Caldas, L., & Norford, L. (2002). A design optimization tool based on a genetic algorithm. *Automation in Construction* 11 (2), 173-84.
- Castellano, J., & Wander, S. (2007). *System Failure Case Studies*. NASA.
- Česnik, M., Slavič, J., & Boltežar, M. (2012). Uninterrupted and accelerated vibrational fatigue testing with simultaneous monitoring of the natural frequency and damping. *J Sound Vib* 331 (24), 5370-82.
- Chang, W. (2003). Target shape design optimization with evolutionary computation. *The 2003 Congress on Evolutionary Computation, 2003. CEC '03*, (pp. 1864-70). Canberra, Australia.
- Cottrell, A. (1964). *Theory of Crystal Dislocations*. London, UK: Blackie and Son.

- Dang Van, K. (1973). Sur la résistance en fatigue des métaux. *Sciences Techniques Armement* 47 (3).
- Desimone, H., Bernasconi, A., & Beretta, S. (2005). On the application of Dang Van criterion to rolling contact fatigue. *Wear* 260 (4-5), 567-72.
- Dressel, A. (n.d.). *Fatigue Limit*. Retrieved from Wikipedia: https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_limit
- Ellyson, B., Brochu, M., & Brochu, M. (2017). Characterization of bending vibration fatigue of SLM fabricated Ti-6Al-4V. *Int J Fatigue* 99 (1), 25-34.
- Ellyson, B., Chekir, N., Brochu, M., & Brochu, M. (2017). Characterization of bending vibration fatigue of WBD fabricated Ti-6Al-4V. *Int J Fatigue* 101 (1), 36-44.
- Engler-Pinto Jr., C. (2007). Effect of frequency and environment on high cycle fatigue of cast aluminum alloys. *Fourth International Conference on Very High Cycle Fatigue (VHCF-4)*, (pp. 421-27). Ann Arbor, Michigan, USA.
- Fan W, Q. P. (2011). Vibration-based damage identification methods: a review and comparative study. *Struct Health Monit* 10 (1), 83-111.
- Forsythe, P. J. (1953). Exudation of material from slip bands at the surface of fatigued crystals of an aluminium-copper alloy. *Nature* 171, 172-173.
- Genetic algorithm*. (n.d.). Retrieved from Wikipedia: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:St_5-xband-antenna.jpg
- George, T. J., Seidt, J. D., Shen, M.-H. H., Nicholas, T., & Cross, C. (2004). Development of a novel vibration-based fatigue testing methodology. *International Journal of Fatigue* 26 (5), 477-486.
- George, T., M.H., H. S., Nicholas, T., & Cross, C. (2006). A New Multiaxial Fatigue Testing Method for Variable-Amplitude Loading and Stress Ratio. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 128 (4), 857-864.
- Gerin, B. (2017). *Modélisation des effets de défauts et d'intégrité de surface sur la tenue en fatigue dans les composants forgés*. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM.

- Gingell, A. D. (1997). THE EFFECT OF FREQUENCY AND MICROSTRUCTURE ON CORROSION FATIGUE CRACK PROPAGATION IN HIGH STRENGTH ALUMINUM ALLOYS. *Acta mater* 45 (9), 3855-3870.
- González-Velázquez, J. (2018). Fatigue Fracture. In *Fractography and Failure Analysis. Structural Integrity*, vol. 3. Springer.
- Guerchais, R., Morel, F., Saintier, N., & Robert, C. (2015). Influence of the microstructure and voids on the high-cycle fatigue strength of 316L stainless steel under multiaxial loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 38 (9), 1087-1104.
- Hajela, P., & Lee, E. (1995). Genetic Algorithms in Truss Topological Optimization. *International Journal of Solids and Structures* 32 (2), 3341-57.
- Holper, B. (2004). Near threshold fatigue crack growth at positive load ratio in aluminium alloys at low and ultrasonic frequency: influences of strain rate, slip behaviour and air humidity. *International Journal of Fatigue* 26 (1), 27-38.
- Janssen, M., Zuidema, J., & Wanhill, R. (2004). *Fracture Mechanics, 2nd Ed.* Oxfordshire: Spon Press.
- Koutiri, I., Bellett, D., & Morel, F. (2018). The effect of mean stress and stress biaxiality in high-cycle fatigue. *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 41 (2), 440-55.
- L., C., Česnik, M., Slavič, J., Cianetti, F., & Boltežar, M. (2017). Non-stationarity index in vibration fatigue: Theoretical and experimental research. *Int J Fatigue* 104, 221-30.
- Łagoda, T., Macha, E., & Bedkowski, W. (1999). A critical plane approach based on energy concepts: application to biaxial random tension-compression high-cycle fatigue regime. *International Journal of Fatigue* 21 (5), 431-443.
- Lorenzino, P., & Navarro, A. (2015). The variation of resonance frequency in fatigue tests as a tool for in-situ identification of crack initiation and propagation, and for the determination of cracked areas. *International Journal of Fatigue* 70, 374-82.
- Mayer, H. (2006). Ultrasonic torsion and tension-compression fatigue testing : Measuring principles and investigations on 2024-T351 aluminium alloy. *International Journal of Fatigue* 28 (11), 1146-55.

- Mayer, H. (2016). Recent developments in ultrasonic fatigue. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structure* 39 (1), 3-29.
- Michel, S. (2004). Environmental and frequency effects on fatigue crack growth rate and paths in aluminium alloy. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 28 (1-2), 205-19.
- Milošević, I., & Renhart, P. (2017). A new high frequency testing method for steels under tension/compression loading in the VHCF regime. *International Journal of Fatigue* 104, 150-57.
- Milošević, I., Renhart, P., & Winter, G. (2018). Validation of a new high frequency testing technique in the VHCF regime – Fatigue properties of a 42CrMoS4 and X5CrNiCuNb16-4 steel. *International Journal of Fatigue* 112, 198-205.
- Multiaxial Stress-Life Technical Background*. (n.d.). Retrieved from eFatigue: <https://www.efatigue.com/multiaxial/background/stresslife.html>
- Nguyen, N. (2011). A frequency domain approach for estimating multiaxial random fatigue life. *Materials Science and Engineering Technology* 42 (10), 904-908.
- Papakyriacou, M. (2001). Influence of loading frequency on high cycle fatigue properties of b.c.c. and h.c.p. metals. *Materials Science and Engineering* 308 (1-2), 143-152.
- Petit, J. (1984). Some aspects of near-threshold crack growth: microstructural and environmental effects. *Fatigue crack growth threshold concepts*, (pp. 1–24). Philadelphia, PA, USA.
- Petit, J., & Zeghloul, A. (1984). Gaseous environmental effect on threshold level in high strength aluminium alloys. *Proceedings of International Conference on Fatigue 84*, (pp. 563–579). Birmingham, UK.
- Petit, J., & Zeghloul, A. (1986). On the effect of environment on short fatigue crack growth behavior and threshold. In K. J. Miller, & E. R. de los Rios, *The behavior of short fatigue cracks* (pp. 163–177). Wiley.
- Pook, L. (2007). *Metal Fatigue. What it is, why it matters*. Springer Netherlands.
- Rajan, S. (1995). Sizing, Shape, and Topology design optimization of trusses using genetic algorithm. *Journal of Structural Engineering* 121 (10), 1480-87.

- Rajeev, S. (1997). Genetic algorithms-based methodologies for design optimization of trusses. *Journal of Structural Engineering* 123 (3), 350-8.
- Rice, R., Jackson, J., Bakuckas, J., & Thompson, S. (2003). *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)*. Washington, D.C.: U.S. Department of Transportation - Federal Aviation Administration - Office of Aviation Research.
- Rognon, H. (2013, Janvier 22). Comportement en fatigue sous environnement vibratoire : Prise en compte de la plasticité au sein des méthodes spectrales. Centrale Paris.
- Rushton, P. (2003). Prediction of crack growth in 350WT steel subjected to constant amplitude with over- and under-loads using a modified wheeler approach. *Marine Structure* 16 (7), 517-539.
- Stanzl, S. E., Mayer, H. R., & Tschegg, E. K. (1991). The influence of air humidity on near-threshold fatigue crack growth of 2024-T3 aluminum alloy. *Mater. Sci. Engng* 147 (1), 45–54.
- Stewart, S. (1986-89). *Air Disasters*. Arrow Books.
- Sullivan, J. J. (n.d.). *Vibrations Measurements*. Retrieved from Site Web de Worcester Polytechnic Institute:
<https://users.wpi.edu/~sullivan/ME3901/Lectures/Vibration/Vibrations%20Measurements.htm>
- Tian, H., Liaw, P., & Fielden, D. (2004, Octobre). Comparisons of Experimental Measurements and a Theoretical Model for Specimen Self-Heating during Fatigue of Type 316 LN Stainless Steel. *METALLURGICAL AND MATERIALS TRANSACTIONS A* 35, pp. 3334-39.
- Tuhus-Dubrow, T., & Krarti, M. (2010). Genetic-algorithm based approach to optimize building envelope design for residential buildings. *Building and environment* 45 (7), 1574-81.
- Xu, W., Yang, X., & Zongh, B. (2018). Failure criterion of titanium alloy irregular sheet specimens for vibration based bending fatigue testing. *Engineering Fracture Mechanics* 195, 44-56.
- Zanellati, D. (2018). Vibration fatigue tests by tri-axis shaker : Design of an innovative system for uncoupled bending/torsion loading. *Structural Integrity Procedia* 8, 92-101.

Zhao, T. (2008). A study of fatigue crack growth of 7075-T651 aluminum alloy. *International Journal of Fatigue* 30 (7), 1169-1180.

ANNEXE A ERREURS DE CALIBRATION

SOURCES D'ERREUR

Les sources d'erreur principales pouvant être étudiées numériquement sont l'erreur de positionnement des jauges ainsi que l'erreur de positionnement du vibromètre laser.

Pour quantifier l'erreur de positionnement du vibromètre laser, la vitesse au point M est obtenue tel qu'illustré sur la figure 6.2 à partir du modèle numérique. Ensuite, la vitesse en deux points à $\pm 1,5$ mm selon l'axe y sur la même arête sont également calculées.

Les résultats obtenus dans le tableau A.1 montrent que l'erreur sur la pente de la courbe d'étalonnage causée par une erreur de positionnement du vibromètre laser peut être très importante : environ 13 %.

Tableau A.1 Erreur relative issue du positionnement du vibromètre laser

Erreur de positionnement	-1,5 mm	+1,5 mm
Erreur relative sur la pente	-12,7 %	+13,2 %

En ce qui concerne le positionnement des jauges, cette erreur est aussi estimée à l'aide de l'analyse numérique par éléments finis de la manière suivante : Pour commencer, la valeur d'allongement recueillie par une jauge positionnée exactement est recueillie. Ensuite, la position de la jauge est modifiée et l'erreur relative obtenue pour plusieurs erreurs de positionnement dans différentes directions. Le tableau A.2 résume ces résultats.

Tableau A.2 Erreur relative de positionnement des jauges

$\Delta y \backslash \Delta x$	-3	-1	0	+1	+3
-3			-2,8 %		
-1			-0,8 %		
0	-12,2 %	-2,5 %	0 %	0,3 %	3,6 %
+1			0 %		
+3			1,3 %		

D'après ces données, l'erreur de positionnement des jauges peut varier de manière importante selon la direction et le sens. Se tromper dans le sens négatif suivant les deux axes entraînerait ainsi rapidement une erreur relative sur la pente de la courbe d'étalonnage de l'ordre de 5 à 8 %. Une erreur de positionnement dans un sens plus favorable peut entraîner une erreur relative de l'ordre 1 à 2 %.

QUANTIFICATION EXPÉRIMENTALE DES ERREURS

Afin de quantifier notamment les erreurs de positionnement du vibromètre laser ainsi que l'erreur de montage/démontage de l'échantillon, et l'erreur de positionnement des jauges, le procédé est le suivant : l'échantillon est réinstrumenté (erreur de positionnement de jauges). Ensuite, il est installé dans les mors dans une position fixe et un étalonnage est effectué. L'échantillon est ensuite désinstallé/réinstallé et étalonné 2 autres fois en prenant soin de le repositionner au même endroit dans les mors (erreur de montage). De plus, après le premier étalonnage, sans désinstaller le spécimen, la calibration est effectuée 2 autres fois en déplaçant la position du laser de $\pm 1,5 \text{ mm}$ suivant l'axe y (erreur de positionnement du vibromètre laser).

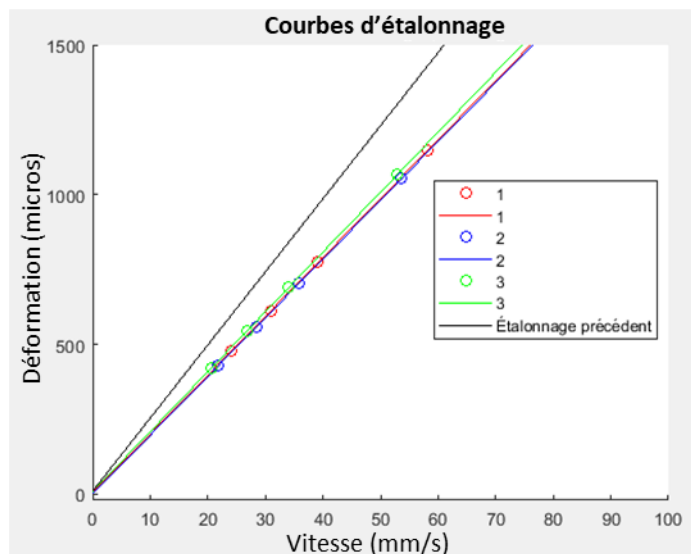


Figure A.1 Erreur de positionnement

Sur la figure A.1, les trois étalonnages faits en démontant/remontant l'échantillon sont représentés en rouge, vert et bleu. La courbe d'étalonnage obtenue précédemment y figure également en noir. Deux remarques principales peuvent être faites concernant ces données. La première est que l'erreur de montage est relativement faible à environ 2 %. La seconde est que la pente de la courbe d'étalonnage a diminué de manière significative (19,5 %) après la réinstrumentation. Cette erreur peut être due à plusieurs facteurs : l'erreur de positionnement des jauges, l'erreur de positionnement du vibromètre laser, le polissage qui précède la pose de jauge, ou le léger changement de fréquence propre ayant eu lieu après la réinstrumentation. En effet, la fréquence de résonance, qui se trouvait auparavant dans la plage 99,6-99,8 Hz, est passée à 99,0 Hz. Cela pourrait être un facteur étant donné que la relation déformation-vitesse est valide à une fréquence de résonance fixe.

Afin de quantifier l'erreur de positionnement du vibromètre laser, le même protocole décrit précédemment est employé et le résultat présenté à la figure A.2.

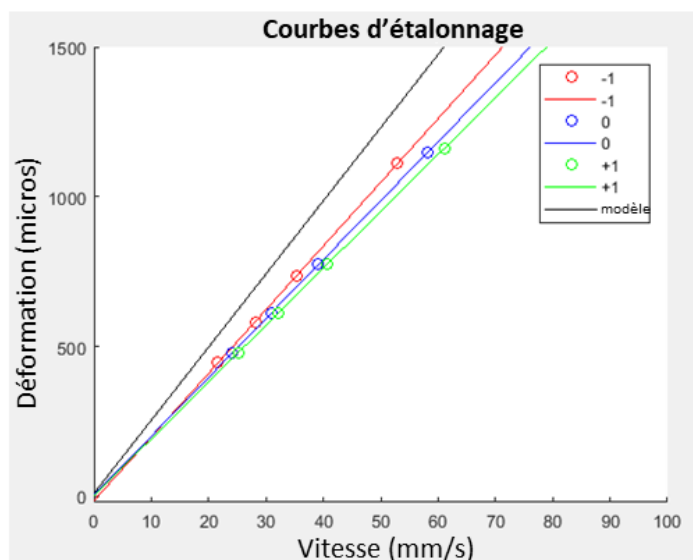


Figure A.2 Erreur de positionnement du vibromètre laser

Cette figure présente encore une fois le modèle issu de la régression linéaire du premier étalonnage en plus des 3 calibrations aux positions -1 (-1,5 mm), 0 (0 mm, point de mesure exact), +1 (+1,5 mm). D'après ces données, l'erreur relative sur la pente de la courbe d'étalonnage est importante, tel que présentée dans le tableau A.3.

Tableau A.3 Erreur de positionnement du vibromètre laser

Erreur de positionnement	-1,5 mm	+1,5 mm
Erreur relative sur la pente	+8,1 %	-3,1 %

Ces erreurs sont non-négligeables mais restent légèrement en deçà de ce qui est prédit numériquement. Afin de vérifier plus directement l'effet de l'erreur de positionnement du vibromètre laser, la calibration par accélération est employée. Cela signifie qu'au lieu d'établir une relation entre la déformation mesurée et la vitesse mesurée, la relation entre la déformation mesurée et l'accélération à la base du spécimen est recherchée. Cette dernière est mesurée par un accéléromètre fixé au pot vibrant et n'entraîne pas d'erreur de positionnement. Cet étalonnage par accélération est présenté sur la figure A.3.

En étalonnage par accélération, la relation linéaire n'est plus valide et un modèle légèrement plus complexe - un modèle quadratique - est choisi. La nécessité d'un modèle non-linéaire découle du

fait que lorsque l'amplitude d'accélération augmente, le taux d'amortissement augmente également. Par conséquent, en doublant l'accélération, la déformation ne double pas, comme ce serait le cas avec un taux d'amortissement fixe ou variant faiblement avec l'accélération. Il est clair que l'écart entre le modèle quadratique issu du premier étalonnage (modèle) et la seconde vague d'étalonnages est radicalement réduit. Pour caractériser cette réduction d'erreur plus précisément, la distribution des erreurs relatives dans chacun des cas est calculée. Cela signifie que pour chacun des points de mesure (cercle de n'importe quelle couleur), l'erreur relative par rapport au premier étalonnage (courbe noire) est calculée.

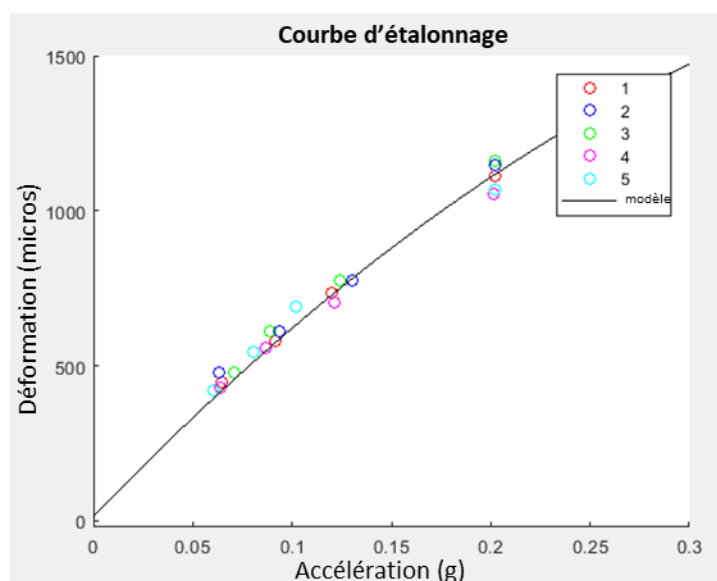


Figure A.3 Étalonnage par accélération

Tel que présenté précédemment, l'erreur relative moyenne en étalonnage par vitesse est de 19,5 %. En étalonnage par accélération, une erreur relative moyenne de 4,8 % est obtenue. Par conséquent, il semble que le vibromètre laser introduit effectivement une erreur très importante tel que prédit numériquement. Cette erreur peut être causée non seulement par l'erreur de positionnement, mais également par le fait que la relation déformation-vitesse est valide uniquement à une fréquence propre donnée. Pour cette raison, il est décidé pour les essais subséquents à celui de cet échantillon d'utiliser l'étalonnage par accélération afin de tenter d'améliorer la répétabilité des étalonnages et des essais.

ANNEXE B TAUX D'AMORTISSEMENT ET SURFACE ENCASTRÉE

Afin d'obtenir un taux d'amortissement plus faible pour chacune de ces deux géométries, les conditions d'adhérence au niveau des mors ont été améliorées : des mesures de taux d'amortissement sont effectués sur les spécimens dans leur condition habituelle et après avoir poncé la surface encastrée à l'aide de papier 240 grit. L'objectif ici est d'augmenter la rugosité dans les zones de contact des mors afin d'éviter d'éventuels glissement et de diminuer le taux d'amortissement. Pour chaque spécimen (uniaxial ou biaxial HF) dans chaque condition (poli, non-poli), le taux d'amortissement est mesuré à trois reprises avant de calculer la moyenne. Les résultats sont résumés dans le tableau B.1.

Tableau B.1 Variation du taux d'amortissement selon la rugosité de la zone encastrée des spécimens.

Condition Spécimen	Poli	Non-Poli
Uniaxial HF	0,09 %	0,08 %
Biaxial HF	0,39 %	0,41 %

Ces essais permettent de conclure que le ponçage des mors n'affecte pas le taux d'amortissement. Le spécimen biaxial présente un taux d'amortissement d'environ 0,4 % et le spécimen uniaxial un taux de ~0,1 %. Dans les deux cas, l'essai de fatigue n'est pas faisable car il est impossible d'atteindre les contraintes équivalentes en zone de fatigue nécessaires.